

Estudo do Comportamento Dinâmico do Punto Troféu FEUP 2

Nuno Miguel Santos Borges

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. José Ferreira Duarte



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2010

À paixão pelos automóveis...

Resumo

O presente trabalho foi desenvolvido no âmbito da disciplina de Dissertação do 5.º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, opção de Produção, Desenvolvimento e Engenharia Automóvel. Visa o estudo do comportamento dinâmico do Fiat Punto do troféu Desafio Único, categoria FEUP 2.

Este estudo incidiu nas características da geometria das suspensões e da direcção, distribuição de massas e posição do centro de gravidade, molas de suspensão e barras estabilizadoras.

Para além do estudo das características do veículo segundo o regulamento do troféu, foram simuladas alterações de alguns parâmetros para determinar a sua influência no comportamento dinâmico deste.

Também no âmbito deste projecto, foram testadas algumas soluções de pneus com o intuito de melhorar a *performance* do veículo.

Concluiu-se que o comportamento dinâmico do Fiat Punto é limitado pelas soluções construtivas nele implementadas. No âmbito deste trabalho são sugeridas algumas modificações que visam melhorar o seu desempenho em pista.

Study of the Dynamic Behaviour of Punto Trophy FEUP 2

Abstract

This study was performed in the scope of the fifth year thesis of the Mechanical Engineering Masters program at the Faculty of Engineering, University of Porto, option of Production, Development and Automotive Engineering. It aims to analyze the dynamic behaviour of the Fiat Punto Desafio Único Trophy, FEUP 2 class.

The study focused on the geometry of the suspensions and steering, mass distribution and position of centre of gravity, springs and anti-roll bars.

Besides the study of the vehicle characteristics according to the trophy regulations, were simulated changes in some parameters to determine their influence on its dynamic behaviour.

Also under this project, some tires solutions were tested aiming to improve the vehicle performance.

It was concluded that the dynamic behaviour of the Fiat Punto is limited by its constructive solutions. As part of this work are suggested some modifications to improve its performance on track.

Agradecimentos

Embora uma dissertação seja, na sua essência, um trabalho individual, há contributos que não devem deixar de ser realçados. Por este motivo, desejo expressar os meus agradecimentos:

Ao meu orientador, Prof. José Ferreira Duarte, pela oportunidade de desenvolver um trabalho numa área pouco habitual em Portugal e por todo o apoio prestado.

Aos elementos do projecto LIDERA Desafio Único, nomeadamente a João Costa, João Duarte, José Peixoto, Miguel Pereira, Carlos Amaro e Filipe Oliveira. Sem a sua colaboração não seria possível a realização deste trabalho.

À Recauchutagem Nortenha, pela disponibilização de meios para a realização dos testes necessários e pelo apoio técnico prestado, nomeadamente pelo Eng.º Paulo Campos.

À P&B Racing, pela colaboração na sessão de teste em pista e forma prestável como me receberam.

Aos pilotos Tiago Martinho, António Pereira e Filipe Carvalho, pela disponibilidade e empenho ao longo das sessões de testes em pista.

Aos antigos colegas e amigos Luís Costa e Pedro Rio, que também desenvolveram trabalhos nesta área e sempre se demonstraram disponíveis a prestar esclarecimentos ou debater ideias.

Aos Eng.º José Manuel Melo e Eng.º António Araújo, pelas dicas e pelo incentivo.

Aos meus amigos Carlos Gonçalves, Rui Gonçalves e Nuno Oliveira, que me ajudaram sempre que necessário.

À minha mãe, pelo apoio incondicional.

Ao meu pai, por me ter incutido a paixão pelos automóveis.

À minha irmã, que me ajudou na revisão do texto.

À minha Carla, por estar sempre presente.

Aos meus tios Joaquim e Fernando, por serem fonte de inspiração.

E, finalmente, a todas as pessoas que, directa ou indirectamente, garantiram o sucesso deste projecto.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Desafio Único	1
1.2	Categoria FEUP 2	2
1.3	Objectivos do Projecto	2
1.4	Temas Abordados e Organização do Relatório	3
1.5	Metodologia	3
2	Revisão Bibliográfica	4
2.1	Dinâmica de Veículos	4
2.2	<i>Handling</i>	4
2.3	Funcionamento dos Pneus	5
2.3.1	Forças Laterais	6
2.3.2	Sensibilidade à Carga	8
2.3.3	<i>Aligning Torque</i> e <i>Pneumatic Trail</i>	10
2.3.4	Influência do <i>Camber</i>	11
2.3.5	Influência da Pressão de Ar	13
2.3.6	Efeitos da Temperatura	14
2.4	Sistemas de Eixos	14
2.4.1	Movimentos de um Veículo	15
2.4.2	Sistema de Eixos do Pneu	17
2.5	Caracterização do Comportamento de um Veículo	18
2.6	Regime Estacionário e Transiente	19
2.6.1	Análise em Regime Estacionário	19
2.6.2	Análise em Regime Transiente	20
2.7	Geometria da Suspensão	22
2.7.1	Graus de Liberdade	23
2.7.2	Centro Instantâneo de Rotação	24
2.7.3	Centro de Rolamento	26
2.7.4	Suspensão Dianteira – Estrutura <i>MacPherson</i>	27
2.7.5	Suspensão Traseira – <i>Semi-Trailing Arm</i>	27
2.8	Sistema de Direcção	29
2.8.1	Geometria da Direcção	29

2.8.2	Geometria <i>Ackermann</i>	32
2.8.3	<i>Ride e Roll Steer</i>	33
2.9	<i>Ride e Roll Rate</i>	34
2.9.1	Definições	34
2.9.2	Alavancagem	34
2.9.3	Abordagem	35
2.10	Centro de Gravidade e Transferência de Massa	37
2.10.1	Posição Horizontal do Centro de Gravidade	38
2.10.2	Altura do Centro de Gravidade	39
2.10.3	Centro de Gravidade da Massa Suspensa	40
2.10.4	Transferência Lateral de Massa	41
2.10.5	Transferência Longitudinal de Massa	44
2.11	Barras Estabilizadoras	45
2.12	Amortecedores	47
3	Procedimentos e Testes	51
3.1	Análise do Regulamento Técnico	51
3.2	Análise Prévia do Veículo	52
3.3	Levantamento Geométrico	55
3.3.1	Altura ao solo	56
3.3.2	Centros Instantâneos e Centros de Rolamento	57
3.3.3	Eixo de Direcção	60
3.4	Distribuição de Massa	63
3.4.1	Massas Suspensas e Não Suspensas	63
3.4.2	Altura do Centro de Gravidade	64
3.5	Características de <i>Ride</i> e de <i>Roll</i>	66
3.5.1	Solução Instalada	66
3.5.2	Remoção da Barra Estabilizadora Anterior	68
3.5.3	Remoção das Barras Estabilizadoras	69
3.5.4	Traseira Elevada	70
3.6	Pneus	71
3.6.1	Misturas de Borracha	71
3.6.2	Carcças	73
4	Discussão de Resultados	78

4.1	Análise da Geometria.....	78
4.2	Análise da Distribuição de Massa.....	80
4.3	Análise das Características de <i>Ride</i> e <i>Roll</i>	81
4.4	Resultados dos Testes de Pneus.....	82
4.4.1	Seleção do Composto	82
4.4.2	Comparativo Carcaças.....	85
5	Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros	89
6	Referências e Bibliografia	92
	Anexo A: Regulamento Técnico	93
	Anexo B: Registo das Distribuições de Massa.....	111
	Anexo C: Sessão de Testes de 1 Abril de 2010.....	113
	Anexo D: Sessão de Testes de 8 de Abril de 2010.....	115
	Anexo E: Sessão de Testes de 6 de Maio de 2010	118

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Dados do construtor sobre o Fiat Punto 16v de série.	52
Tabela 2 – Levantamento geométrico Punto troféu.....	55
Tabela 3 – Altura ao solo Fiat Punto de série.....	57
Tabela 4 – Altura ao solo Fiat Punto de troféu.....	57
Tabela 5 – Altura ao solo Fiat Punto de troféu com anéis de espaçamento nas molas traseiras.	57
Tabela 6 – Altura dos centros de rolamento e taxas de variação de <i>camber</i>	59
Tabela 7 – Características do eixo de direcção original e com aumento de <i>caster</i>	61
Tabela 8 – Massa não suspensa.	63
Tabela 9 – Massa suspensa.	64
Tabela 10 – Posição do centro de gravidade da massa suspensa.	64
Tabela 11 – Altura do centro de gravidade do veículo sem combustível sem e com piloto.	65
Tabela 12 – Características das molas de suspensão.	66
Tabela 13 – Características das barras estabilizadoras.	67
Tabela 14 – Características de <i>ride</i> da solução instalada.	67
Tabela 15 – Características de rolamento da solução instalada.....	67
Tabela 16 – Transferências de massa na solução instalada.	68
Tabela 17 – Simulação do comportamento dinâmico da solução instalada.	68
Tabela 18 – Características de rolamento sem barra estabilizadora da frente.....	68
Tabela 19 – Transferências de massa sem barra estabilizadora da frente.	69
Tabela 20 – Simulação do comportamento dinâmico sem barra estabilizadora da frente.	69
Tabela 21 – Características de rolamento sem barras estabilizadoras.....	69
Tabela 22 – Transferências de massa sem barras estabilizadoras.	69
Tabela 23 – Simulação do comportamento dinâmico sem barras estabilizadoras.	70
Tabela 24 – Características de rolamento com a traseira elevada.	70
Tabela 25 – Transferências de massa com a traseira elevada.....	70
Tabela 26 – Simulação do comportamento dinâmico com a traseira elevada.....	70
Tabela 27 – Evolução da pressão de ar do pneu de carcaça Bridgestone.....	74
Tabela 28 – Evolução da pressão de ar do pneu de carcaça Continental.	75
Tabela 29 – Incremento e valor absoluto de <i>camber</i> com +0,79° de <i>caster</i> e 10° de ângulo de direcção.....	80
Tabela 30 – Tabela comparativa dos tempos por volta, realizados a 1 de Abril de 2010.	83

Tabela 31 – Comparativo dos tempos por volta dos diferentes compostos.....	84
Tabela 32 – Comparativo dos tempos por volta dos pneus com diferentes carcaças.....	87

Índice de Figuras

Figura 1 – Largada de uma corrida da categoria FEUP 1.	1
Figura 2 – Corrida da categoria FEUP 2.	2
Figura 3 – Esquema da metodologia utilizada neste trabalho.	3
Figura 4 – Características da <i>print</i>	5
Figura 5 – Mecanismo de deformação lateral no regime elástico.	6
Figura 6 – Mecanismo de deformação no regime elástico e <i>slip angle</i>	6
Figura 7 – Força lateral em função do <i>slip angle</i>	7
Figura 8 – Analogia do <i>slip angle</i> à caminhada.	7
Figura 9 – Força lateral em função do <i>slip angle</i> para diferentes cargas verticais.	8
Figura 10 – Força lateral adimensionalizada em função do <i>slip angle</i>	9
Figura 11 – Força lateral em função da carga para vários <i>slip angles</i>	10
Figura 12 – <i>Aligning Torque</i> em função do <i>slip angle</i> para várias cargas.	10
Figura 13 – <i>Pneumatic</i> e <i>mechanical trail</i>	11
Figura 14 – Deformação da <i>print</i> devido ao <i>camber</i>	12
Figura 15 – <i>Camber thrust</i> e <i>camber roll-off</i> para uma carga constante.	13
Figura 16 – Sistemas de eixos de um veículo.	14
Figura 17 – Movimentos de um veículo.	15
Figura 18 – <i>Heading</i> , <i>sideslip</i> e <i>course angles</i>	16
Figura 19 – Sistema de eixos do pneu.	17
Figura 20 – Sobreviragem em curva em regime linear – <i>slip angle</i> pneus traseiros maior que o dos dianteiros.	18
Figura 21 – Subviragem em curva em regime linear – <i>slip angle</i> dos pneus dianteiros maior que o dos traseiros.	18
Figura 22 – Resposta típica do movimento de um veículo a um <i>input</i> na direcção.	19
Figura 23 – Sistema massa-mola-amortecedor.	20
Figura 24 – Diferentes tipos de resposta a uma perturbação inicial.	21
Figura 25 – Sistema de ‘quarto de carro’.	22
Figura 26 – Graus de liberdade e movimentos de uma suspensão.	23
Figura 27 – As cinco restrições da suspensão. À esquerda, geometria <i>MacPherson</i> , à direita braços sobrepostos.	23
Figura 28 – Analogia do centro instantâneo de rotação.	24
Figura 29 – Eixo instantâneo de rotação da suspensão.	24

Figura 30 – Variação de <i>camber</i> com o deslocamento vertical da suspensão em função do comprimento do braço oscilante.	25
Figura 31 – Influência da posição do centro instantâneo na quantidade de <i>scrub</i>	25
Figura 32 – Trajectória de uma roda com elevada quantidade de <i>scrub</i>	25
Figura 33 – Construção do centro de rolamento.	26
Figura 34 – Eixo de rolamento do veículo.	26
Figura 35 – Efeito de <i>jacking</i>	26
Figura 36 – Esquema da estrutura <i>MacPherson</i>	27
Figura 37 – Esquema da suspensão <i>semi-trailing arm</i> e construção do centro de rolamento.	27
Figura 38 – Consequência da elasticidade do sistema numa geometria <i>semi-trailing arm</i>	28
Figura 39 – <i>Roll steer</i> devido à posição dos braços de suspensão numa geometria <i>semi-trailing arm</i>	29
Figura 40 – Esquema da geometria do eixo de direcção.	29
Figura 41 – Comportamento em travagem com raio de <i>scrub</i> positivo.	31
Figura 42 – Comportamento em travagem com raio de <i>scrub</i> negativo.	31
Figura 43 – Tipos de geometria de direcção.	32
Figura 44 – Influência da posição do tirante de direcção.	33
Figura 45 – Influência do comprimento do tirante de direcção.	33
Figura 46 – Tipo de característica não linear de <i>ride steer</i>	33
Figura 47 – Ilustração da alavancagem para uma suspensão simples.	35
Figura 48 – Posição horizontal do centro de gravidade do veículo.	38
Figura 49 – Posição vertical do centro de gravidade do veículo.	39
Figura 50 – Posição horizontal do centro de gravidade da massa suspensa.	40
Figura 51 – Altura do centro de gravidade da massa suspensa.	41
Figura 52 – Transferência lateral de massa.	41
Figura 53 – Geometria para a transferência lateral de massa.	43
Figura 54 – Transferência longitudinal de massa – aceleração positiva.	44
Figura 55 – Funcionamento de uma barra estabilizadora.	45
Figura 56 – Geometria da barra estabilizadora para modelo matemático.	46
Figura 57 – Evolução do comportamento da roda dianteira e roda traseira numa <i>pitchy ride</i>	47
Figura 58 – Evolução do comportamento da roda dianteira e da roda traseira numa <i>flat ride</i>	47
Figura 59 – Característica de um amortecedor simples.	48
Figura 60 – Característica assimétrica de um amortecedor.	48
Figura 61 – Característica de um amortecedor com zona morta e válvula de alta velocidade.	49

Figura 62 – Característica de um amortecedor, força em função do deslocamento para várias frequências.....	49
Figura 63 – Característica de um amortecedor para uma única frequência.....	50
Figura 64 – Característica de um amortecedor em função da velocidade.....	50
Figura 65 – Suspensão dianteira do Fiat Punto de troféu.....	53
Figura 66 – Eixo traseiro do Fiat Punto de troféu.....	54
Figura 67 – Posicionamento do motor.....	54
Figura 68 – Distância entre eixos.....	55
Figura 69 – Largura da via da frente.....	55
Figura 70 – Largura da via traseira.....	55
Figura 71 – Altura ao solo no eixo dianteiro.....	56
Figura 72 – Altura ao solo no eixo traseiro.....	56
Figura 73 – Levantamento geométrico eixo da frente.....	58
Figura 74 – Pontos de ancoragem do braço de suspensão traseiro.....	58
Figura 75 – Geometria da suspensão dianteira Fiat Punto com altura ao solo de 185mm.....	59
Figura 76 – Geometria eixo traseiro Fiat Punto com altura ao solo de 230mm.....	59
Figura 77 – Torre de apoio do amortecedor da frente.....	60
Figura 78 – Eixo de direcção vista lateral.....	61
Figura 79 – Eixo de direcção vista frontal.....	61
Figura 80 – Variação de <i>camber</i> em função do ângulo de direcção.....	62
Figura 81 – Valor de <i>camber</i> em função da direcção.....	62
Figura 82 – Procedimento para determinar a altura do centro de gravidade do veículo.....	64
Figura 83 – Posicionamento aproximado do centro de gravidade (CG) do veículo na vista lateral.....	65
Figura 84 – Barra estabilizadora dianteira.....	66
Figura 85 – Barra estabilizadora traseira.....	66
Figura 86 – Carregamento vertical do pneu.....	74
Figura 87 – Gráfico da deformação em função da carga vertical aplicada no pneu com carcaça Bridgestone, para diferentes pressões de ar.....	74
Figura 88 – Gráfico da deformação em função da carga vertical aplicada no pneu com carcaça Continental, para diferentes pressões de ar.....	75
Figura 89 – Pneu carregado com 25kg.....	75
Figura 90 – Pneu carregado com 125kg.....	75
Figura 91 – Pneu carregado com 250kg.....	76

Figura 92 – Pneu carregado com 450kg.	76
Figura 93 – Pneu dianteiro direito de carcaça Continental.....	77
Figura 94 – Pneu dianteiro direito de carcaça Bridgestone.	77
Figura 95 – Posicionamento do braço traseiro no Fiat Punto 85 16v de série.	79
Figura 96 – Evolução dos tempos por volta da sessão de testes realizada a 1 de Abril de 2010.	83
Figura 97 – Temperaturas médias na superfície dos pneus dianteiros de composto A.....	84
Figura 98 – Temperaturas médias na superfície dos pneus dianteiros de composto B.	84
Figura 99 – Evolução dos tempos por volta na sessão de testes de dia 8 de Abril de 2010....	85
Figura 100 – Evolução dos tempos por volta do piloto António Pereira.	85
Figura 101 – Rigidez vertical do pneu com carcaça Bridgestone.	86
Figura 102 – Rigidez vertical do pneu com carcaça Continental.	86
Figura 103 – Evolução dos tempos por volta da sessão de testes de dia 6 de Maio de 2010...87	
Figura 104 – Evolução dos tempos por volta do piloto João Duarte.....	87
Figura 105 – Temperaturas médias ao longo da superfície dos pneus dianteiros de carcaça Continental.....	88
Figura 106 – Temperaturas médias ao longo da superfície dos pneus dianteiros de carcaça Bridgestone.	88

1 Introdução

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito da disciplina de Dissertação do 5.º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, opção de Produção, Desenvolvimento e Engenharia Automóvel. Visa o estudo do comportamento dinâmico do Fiat Punto do troféu Desafio Único categoria FEUP 2. O projecto foi realizado sob orientação do Prof. José Ferreira Duarte da FEUP¹.

1.1 Desafio Único

O Desafio Único é uma competição automóvel na vertente de velocidade, criada e organizada pelo Prof. José Ferreira Duarte e um grupo de alunos da FEUP, no âmbito dos projectos LIDERA.

A competição surgiu em 2007, tendo como intuito criar um troféu de baixo custo que garantisse o máximo de igualdade entre os diferentes participantes. Para tal, foi escolhido o Fiat Uno 45 S como o veículo a utilizar na categoria que hoje se designa FEUP 1 - Figura 1.



Figura 1 – Largada de uma corrida da categoria FEUP 1. (www.camminho.com)

Dado o sucesso desta iniciativa, surgiu a necessidade de criar uma evolução do conceito, mantendo os baixos custos, mas com um nível de *performance* superior. Surge então, em 2009, a categoria FEUP 2, que utiliza como base o Fiat Punto 85 16v.

¹ FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

1.2 Categoria FEUP 2

O carro utilizado é o Fiat Punto 85 16v, com um motor que desenvolve aproximadamente 90 cavalos de potência, contra os cerca de 50 cavalos do Fiat Uno 45s da categoria FEUP 1.

As viaturas têm o seu nível de preparação muito limitado através do regulamento técnico, de forma a manter o equilíbrio entre estas e, em simultâneo, controlar o orçamento. As principais alterações são no sentido de satisfazer as normas de segurança, como é o caso da aplicação do arco de segurança.

A categoria FEUP 2 conta, em 2010, com cerca de trinta equipas inscritas, formadas por dois pilotos cada. Apresenta um nível competitivo muito elevado, com várias equipas na disputa da liderança a cada prova - Figura 2. A competição, em 2010, decorrerá ao longo de seis provas: duas rampas e quatro provas em circuito fechado.



Figura 2 – Corrida da categoria FEUP 2. (www.camminho.com)

Em 2010 foi implementado um novo modelo para as provas em circuito. Cada piloto de cada equipa realiza uma sessão de treinos cronometrados de 15 minutos. Os pilotos com a volta mais rápida de cada equipa nos referidos treinos, disputam a Manga A, os mais lentos a Manga B. Estas duas mangas têm a duração de 25 minutos cada. No final, disputa-se uma terceira corrida de 50 minutos, denominada Manga C, com troca obrigatória de piloto, entre o vigésimo e o trigésimo minutos de corrida.

1.3 Objectivos do Projecto

Este projecto tem como objectivo a caracterização do comportamento dinâmico do Fiat Punto 85 16v do troféu Desafio Único categoria FEUP 2. Sendo a base um veículo de uso quotidiano, é necessário compreender os compromissos efectuados no projecto e construção do mesmo que possam limitar a sua *performance* desportiva. É fundamental definir como vários e diferentes parâmetros afectam a *performance* e a guiabilidade de um veículo e como esses mesmos parâmetros se inter-relacionam.

O objectivo número um desta competição automóvel é fazer com que o binómio piloto/veículo efectue um determinado percurso no menor intervalo de tempo possível. No entanto, a melhoria da *performance* de um veículo não é atingida por si só, resulta da

interacção entre máquina e piloto. Não basta criar um carro que possa curvar, travar e acelerar mais depressa, é necessário que este permita ao piloto explorar os seus limites.

Nesta perspectiva, estabeleceu-se ainda como objectivo a descoberta de soluções que permitam melhorar o desempenho dos veículos, tendo sempre em conta a política de baixos custos e igualdade de *performance*, que são apanágio do Desafio Único.

1.4 Temas Abordados e Organização do Relatório

Ao longo deste trabalho são abordados temas inerentes à dinâmica de veículos como:

- Características gerais do veículo
- Distribuição de massa
- Geometria da suspensão
- Geometria da direcção
- Características de *ride* e de *roll*

Foram englobados neste projecto processos de selecção de pneus, com o intuito de melhorar a *performance* do veículo.

Após a introdução, são apresentados, no capítulo Revisão Bibliográfica, os conceitos necessários para o desenvolvimento do projecto. Seguidamente, no capítulo 3, são referidos os procedimentos e testes realizados, sendo os resultados obtidos discutidos no capítulo 4. Por fim, são apresentados os capítulos referentes às Conclusões e à Bibliografia.

1.5 Metodologia

Ao longo do trabalho desenvolvido, procurou seguir-se a metodologia esquematizada na Figura 3.

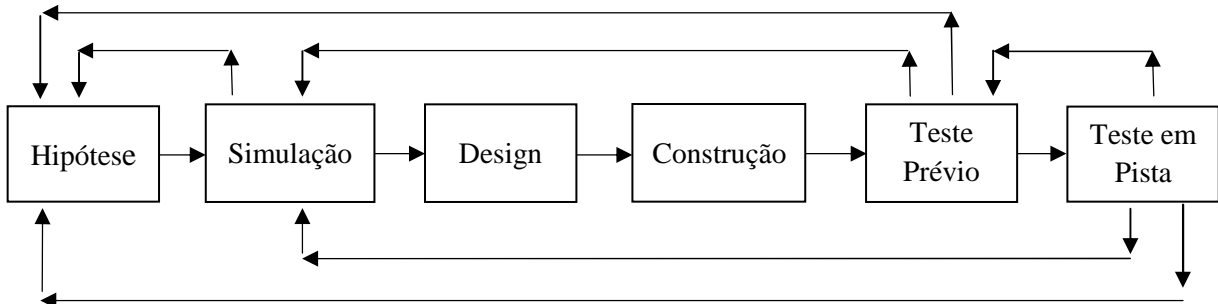


Figura 3 – Esquema da metodologia utilizada neste trabalho.

Como se depreende pela observação do esquema da Figura 3, o método utilizado consiste num processo iterativo em que um dos passos mais importantes é a monitorização de dados durante os testes em pista. Apesar de todas as simulações e testes prévios que se possam realizar, estes devem ser vistos como meros indicadores para o desenvolvimento. Na prática, há sempre mais factores em jogo do que aqueles que se conseguem simular.

2 Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica deste trabalho é baseada na obra de William Milliken e Douglas Milliken, identificados com [1]. A maioria da literatura especializada consultada, relativa à dinâmica de veículos, aborda o tema em pólos opostos. Ou são pouco científicas, numa abordagem mais simplista ou, então, são obras que abordam a dinâmica de veículos da criação de modelos matemáticos de elevada complexidade, que se distanciam do âmbito deste trabalho. Em Milliken e Milliken encontra-se uma simbiose entre estes dois tipos de obras, com ênfase na competição automóvel. Quando citados outros autores, faz-se a devida referência.

Neste capítulo são abordados os conceitos teóricos necessários à elaboração do estudo do comportamento dinâmico de um veículo e apresentam-se algumas soluções conhecidas.

O estudo da dinâmica de veículos, tal como o desporto automóvel, tem as suas raízes no Reino Unido. Por esse motivo, ao longo deste trabalho, serão utilizados alguns termos ingleses que não possuem uma tradução adequada para português.

2.1 Dinâmica de Veículos

A dinâmica de veículos estuda os movimentos de um veículo numa estrada. Os movimentos essenciais são inerentes à aceleração, travagem, *ride* (reação do veículo às irregularidades da estrada) e descrição de curvas. O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas ao veículo através dos pneus, da gravidade e aerodinâmica. O veículo e os seus componentes são estudados para determinar que forças serão produzidas numa manobra em particular, para determinada condição, e como o veículo irá reagir a essa solicitação. [2]

Na medida em que o desempenho de um veículo é função das forças aplicadas, o estudo da sua dinâmica procura respostas ao como e ao porquê dessas forças serem geradas. As forças dominantes que permitem controlar a performance de um veículo são geradas pelo pneu em contacto com a estrada. Nesse sentido, torna-se necessário compreender o comportamento dos pneus, caracterizando-o pelas forças e momentos gerados ao longo de uma extensa gama de condições em que estes operam. [2]

2.2 Handling

O termo *handling* é muitas vezes usado como sinónimo de curvar, virar, ou resposta direccional. No entanto, há algumas diferenças entre estes termos. Os termos curvar, virar ou resposta direccional referem-se a propriedades quantificáveis do veículo. A capacidade de um veículo curvar pode ser quantificada pela aceleração lateral que este consegue manter em estado estacionário. Do mesmo modo, a resposta direccional pode ser quantificada através do tempo necessário para desenvolver uma aceleração lateral, após uma acção na direcção. O *handling* adiciona a estes conceitos o *feedback* ao piloto das qualidades do veículo, condicionando de forma positiva a facilidade de condução ou a capacidade do condutor

manter o controlo do mesmo. *Handling* implica não só as capacidades explícitas de um veículo, mas também a sua contribuição para a performance do sistema condutor/veículo. [2]

2.3 Funcionamento dos Pneus

São vários os conceitos associados ao funcionamento dos pneus:

- Força lateral e *slip angle*
- Sensibilidade à carga
- *Aligning torque* e *pneumatic trail*
- Influência do *camber*
- Influência da pressão de ar
- Efeitos da temperatura

Neste capítulo serão introduzidos estes conceitos necessários à compreensão da influência dos pneus na dinâmica de veículos.

Os pneus conferem os únicos pontos de contacto entre o veículo e a estrada, e praticamente todas as forças geradas no veículo provocam uma reacção no contacto entre a borracha e a superfície da pista (ao contacto pneu-estrada chamaremos *print*). [3]

Os pneus suportam o peso do veículo e todas as forças verticais geradas no mesmo. É na interacção entre os pneus e a estrada que se originam as forças que permitem acelerar, travar e curvar. Para além disso, permitem resistir a perturbações externas provenientes da estrada ou do vento. Todos estes efeitos benéficos têm, no entanto, um custo em termos de resistência ao rolamento. São também responsáveis por uma série de momentos no sistema de direcção do veículo que são transmitidos ao condutor através do volante.

O comportamento do pneu é demasiado complexo para ser compreendido como um todo. Por este facto, devemos isolar cada característica e tentar explicá-las separadamente – ver na Figura 4 o perfil da deformação lateral, a distribuição das forças verticais e laterais, e velocidade lateral ao longo da *print* de um pneu a rolar em curva.

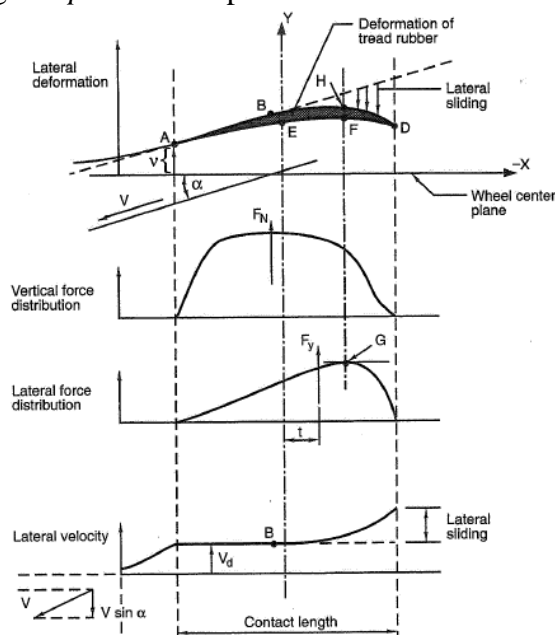


Figura 4 – Características da *print*. [1]

2.3.1 Forças Laterais

Um veículo descreve uma curva devido às forças laterais aplicadas nos pneus.

Quando um pneu, ligeiramente carregado verticalmente, é empurrado lateralmente, a borracha deforma-se e a roda desloca-se nesse mesmo sentido – ver Figura 5. Se se aumentar a força, a deformação aumenta até o pneu começar a escorregar lateralmente ao longo da superfície. Ou seja, inicialmente o pneu comporta-se como uma mola, deformando-se lateral e proporcionalmente à força aplicada. Posteriormente, o pneu começa a escorregar e a força lateral mantém-se aproximadamente constante.

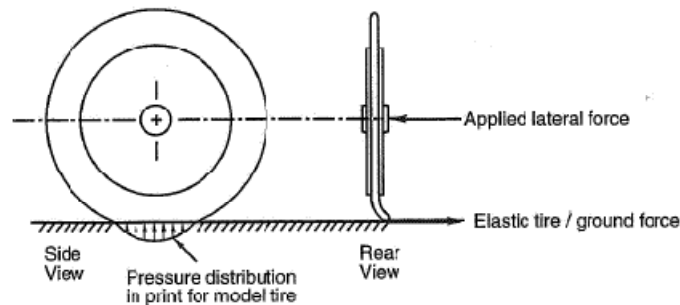


Figura 5 – Mecanismo de deformação lateral no regime elástico. [1]

A rigidez lateral do pneu é dada como a rigidez de uma mola. A força necessária para fazer escorregar um pneu é dada em função de um coeficiente de atrito, μ , que é definido como a razão entre as forças lateral e vertical.

A maioria das solicitações impostas aos pneus envolve, simultaneamente, deformação elástica e escorregamento.

Se o pneu for deformado lateralmente e então o fizermos rolar, ele move-se numa direcção com um determinado ângulo com o plano da roda. Este ângulo é chamado de *slip angle* – ver Figura 6.

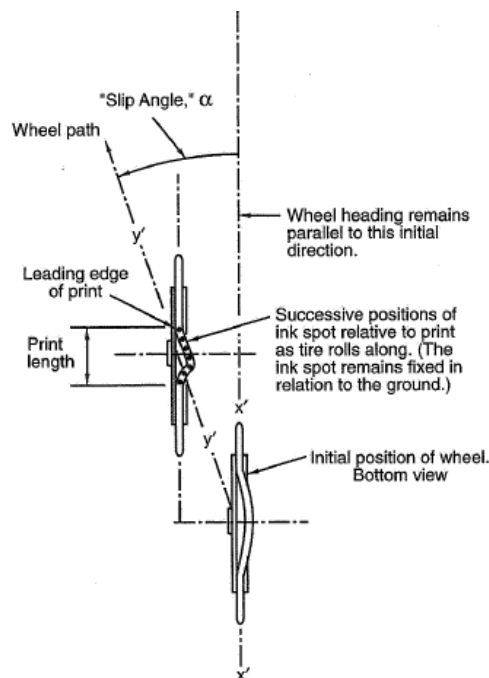


Figura 6 – Mecanismo de deformação no regime elástico e *slip angle*. [1]

Ao aumentarmos a força lateral, o *slip angle* vai aumentar. Se aumentarmos de tal forma que a maior parte do contacto do pneu com a estrada estiver a escorregar, a força lateral é determinada pelo coeficiente de atrito – ver Figura 7.

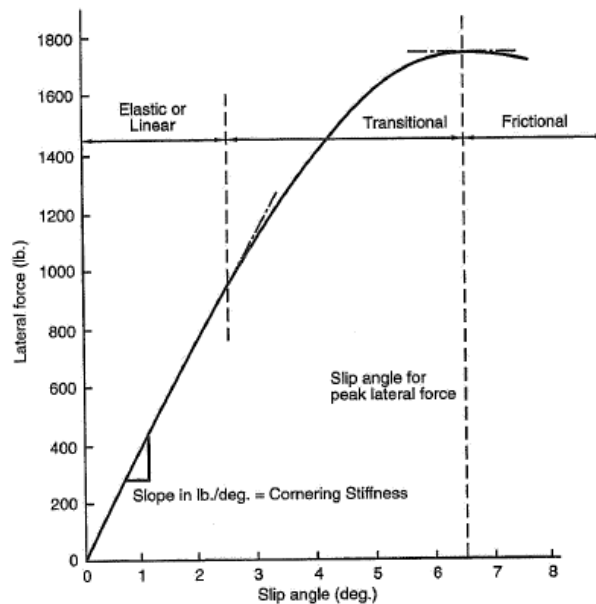


Figura 7 – Força lateral em função do *slip angle*. [1]

É importante compreender que no regime elástico não há escorregamento no contacto entre o pneu e a estrada, excepto na parte posterior do *print*, onde as forças verticais são pequenas. A capacidade do pneu se deslocar fora do seu plano, sem escorregamento considerável, é o resultado de sucessivas ‘pegadas’, colocadas lateralmente devido à deformação lateral do pneu. É o equivalente a uma pessoa estar virada numa determinada direcção, mas caminhar com um ângulo relativamente a esta direcção, colocando o pé lateralmente assim que este toca no chão – ver Figura 8. O pneu comporta-se como se tivesse um número infinito de pés na sua periferia.

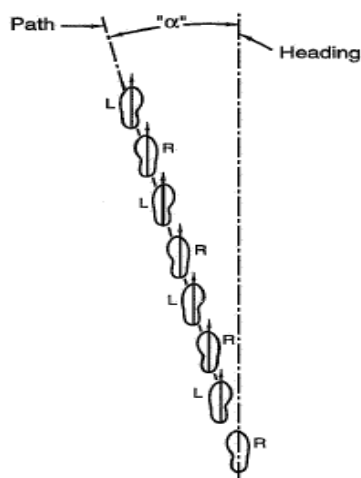


Figura 8 – Analogia do *slip angle* à caminhada. [1]

A força lateral pode ser pensada como o resultado do *slip angle*, ou o *slip angle* como o resultado da força lateral:

-Se virarmos a direcção, é gerado um *slip angle* que provoca uma força lateral. Esta força fará então o carro mudar de direcção.

-Quando uma rajada de vento atinge o veículo, a sua força provoca uma reacção lateral nos pneus devido à alteração dos *slip angles*.

-Em curva, as forças laterais provocam alteração dos *slip angles* e das forças resultantes nos pneus.

2.3.2 Sensibilidade à Carga

Com o aumento da carga vertical aplicada no pneu, o pico de força lateral surgirá para um *slip angle* superior – ver Figura 9. Também a *cornering stiffness* será superior (declive da recta na região elástica - Figura 7).

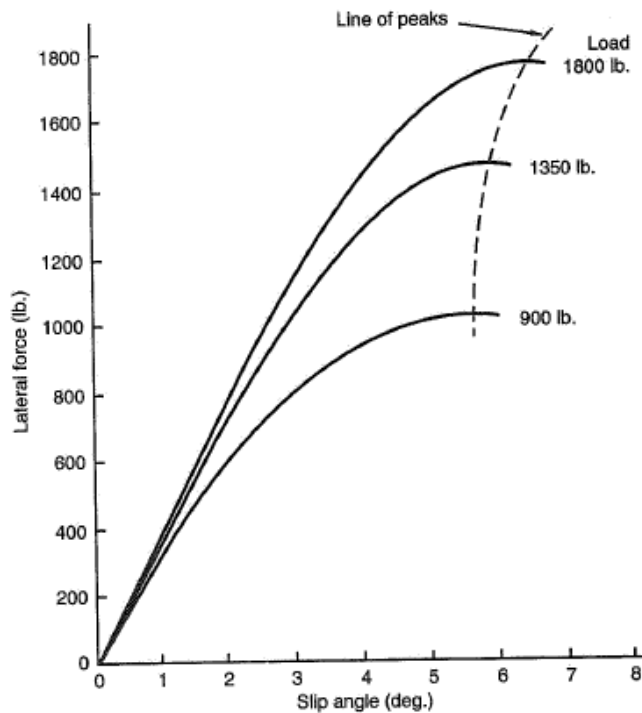


Figura 9 – Força lateral em função do *slip angle* para diferentes cargas verticais. [1]

No pico de força lateral, o pneu funciona sobretudo em escorregamento e a força é resultante do coeficiente de atrito entre o pneu e a estrada. Como já havia sido mencionado, o coeficiente de atrito é definido como

$$\mu = \frac{\text{Força de atrito entre dois corpos}}{\text{Força normal entre dois corpos}}$$

Isto sugere a adimensionalização do gráfico força lateral em função do *slip angle*, através da divisão da força lateral pela carga vertical no pneu. O resultado desta divisão designa-se como coeficiente de força lateral.

$$\frac{\text{Força lateral}}{\text{Carga vertical no pneu}} = \text{Coeficiente de Força Lateral}, \frac{F_y}{F_z}$$

Os valores máximos da força lateral, obtidos através deste coeficiente para as diferentes cargas, aproximaram-se – ver Figura 10.

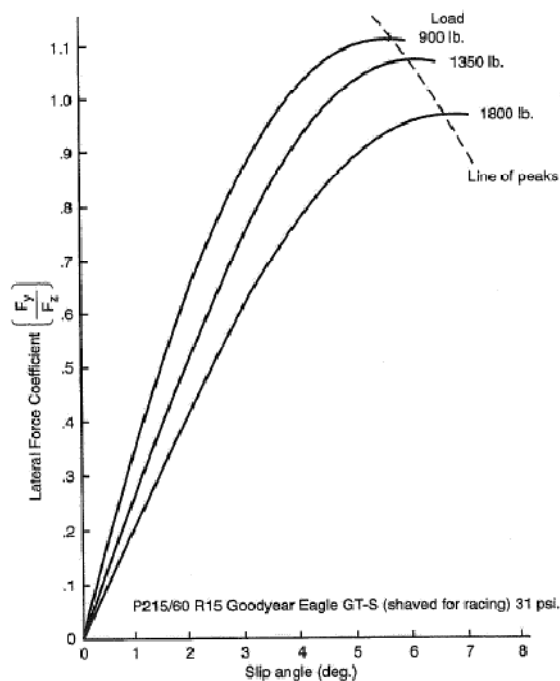


Figura 10 – Força lateral adimensionalizada em função do *slip angle*. [1]

O valor máximo do coeficiente de força lateral é, normalmente, mais elevado para cargas menores. Este efeito designa-se sensibilidade à carga. O coeficiente de atrito é praticamente independente da velocidade, mas pode ser aumentado através de compostos de borracha mais aderentes e assegurando uma temperatura de funcionamento do pneu adequada.

A sensibilidade à carga do pneu tem reflexo importante no equilíbrio de um veículo de competição. Como as forças verticais alteram em curva, em aceleração ou em travagem, o comportamento dos pneus estão constantemente a variar.

O comportamento na região de transição varia com os parâmetros de construção do pneu. Este pode ser gradual, prolongando-se ao longo de uma gama significativa de *slip angle*, concedendo características mais previsíveis de condução. Noutros pneus, o comportamento é mais abrupto, com a perda de aderência mais repentina. No entanto, pneus com coeficientes mais elevados normalmente perdem aderência mais subitamente, pois a maior parte da zona de contacto entre o pneu e a estrada é utilizada para a deformação elástica. Os pneus radiais possuem uma cinta que inibe o escorregamento concedendo, a estes, características de transição repentina e elevados picos de aderência.

É também importante compreender como varia, de forma não linear, a força lateral com o aumento da carga vertical para um dado *slip angle*— Figura 11.

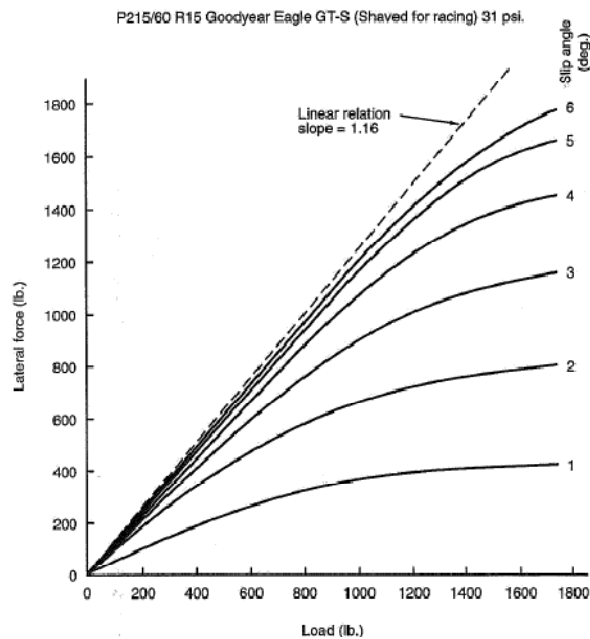


Figura 11 – Força lateral em função da carga para vários *slip angles*. [1]

2.3.3 Aligning Torque e Pneumatic Trail

O *aligning torque* descreve a tendência do pneu para girar em torno de um eixo vertical com origem no centro da *print*. Para pequenos e médios *slip angles*, o pneu tem tendência a alinhar com a sua trajectória – ver Figura 12.

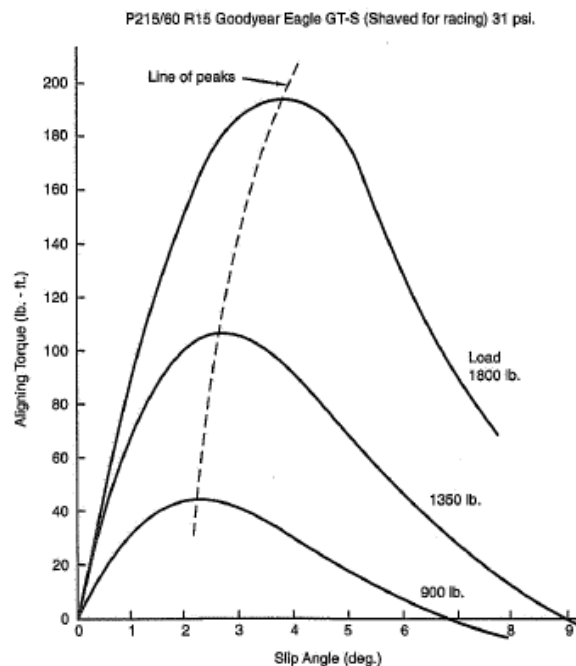


Figura 12 – *Aligning Torque* em função do *slip angle* para várias cargas. [1]

Este momento de alinhamento surge da deformação do pneu na área de contacto deste com a estrada, que adquire a forma aproximada de um triângulo (ver Figura 6). A maior deformação

elástica na parte posterior da zona de contacto, provoca uma distribuição desigual da força lateral (ver *Lateral Force* na Figura 4) e, conseqüentemente, o momento de alinhamento.

O *pneumatic trail* é a distância entre o centro da área de contacto do pneu com a estrada e o ponto de aplicação da força lateral. O *aligning torque* é o produto do *pneumatic trail* pela força lateral.

Para *slip angles* maiores, a parte posterior da *print* escorrega lateralmente sobre a estrada. Isto reduz o *aligning torque* que, no limite, praticamente desaparece, podendo mesmo inverter o seu sinal. Quer isto dizer que, quando o pneu escorrega, não há qualquer tendência para este se alinhar com a sua trajectória, podendo inclusivamente aumentar o seu *slip angle*.

Para além do *pneumatic trail*, os sistemas de direcção são desenhados para introduzir o *mechanical trail* – ver Figura 13. Este pode ser obtido através do ângulo de *caster*, ou movendo o eixo de direcção para a frente do centro da roda. Da soma do *pneumatic trail* com o *mechanical trail* vezes a força lateral, resulta o *steer torque* em relação ao eixo de direcção.

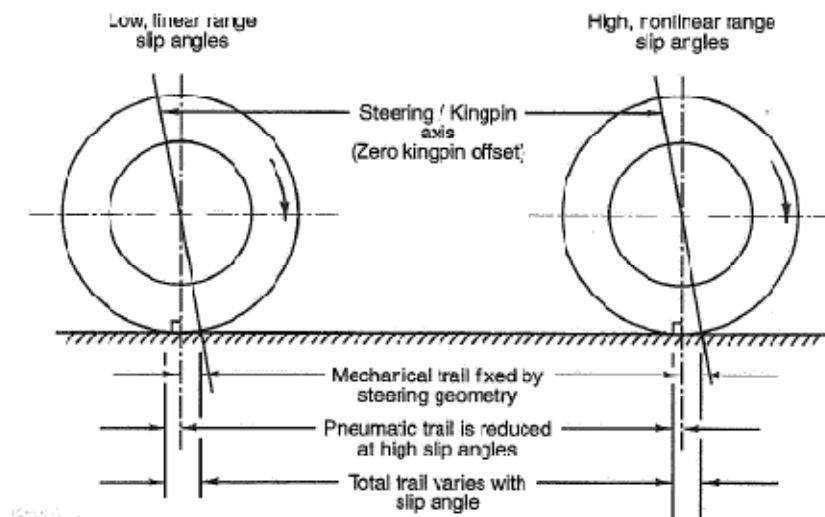


Figura 13 – *Pneumatic e mechanical trail*. [1]

Alguns carros modernos possuem muito *mechanical trail*, o que reduz o efeito do *aligning torque*. Assim, o condutor perde informação relativamente ao limite de aderência do pneu. Um equilíbrio entre o *pneumatic* e o *mechanical trail* permite a um bom piloto perceber quando as rodas da frente estão perto do limite, e manter um valor razoável de *steering torque*.

2.3.4 Influência do *Camber*

O ângulo de *camber* é definido entre o plano da roda e a vertical. O *camber* é positivo se a roda tiver o seu topo inclinado para fora relativamente ao veículo, ou negativo se inclinado para dentro.

Na generalidade, o pneu de uma roda com *camber* a rolar, produz uma força lateral na direcção da inclinação. Quando esta força ocorre sem *slip angle*, denomina-se *camber thrust*. Também se poderá gerar uma força lateral, devido ao *camber*, para *slip angles* não nulos. A força gerada pelo *camber* depende do tipo de construção, da forma, do piso, da pressão, da carga vertical, do *camber* e do *slip angle* do pneu.

Quando um pneu, em repouso, é pressionado contra a estrada, com um determinado ângulo de *camber*, o plano central do *print* é curvo – ver Figura 14 (a). Ao fazer rolar o pneu sem *slip angle*, a estrada aplica forças ao pneu que tendem a remover a curvatura no *print* – ver Figura 14 (b). O *camber thrust* é o somatório dessas forças.

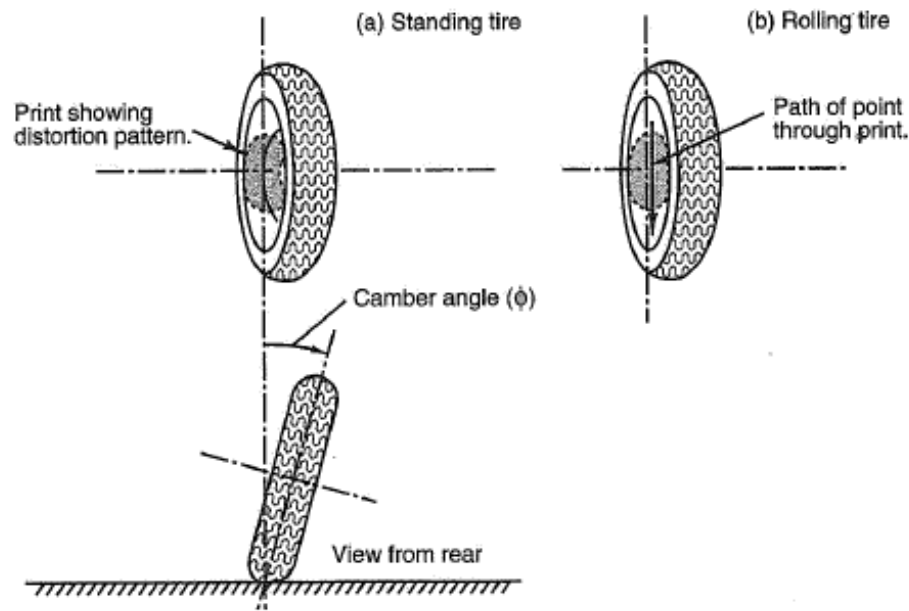


Figura 14 – Deformação da *print* devido ao *camber*. [1]

Devido à forma e ao tamanho da deformação padrão da *print*, a força lateral gerada no regime linear para um grau de *slip angle*, é superior ao gerado por um grau de *camber*.

O *camber* também afecta o *aligning torque*. No entanto, esse efeito é muito reduzido devido à simetria anterior/posterior da deformação do *print*. O *aligning torque* devido ao *camber* tende a aumentar o *slip angle*. A combinação dos efeitos do *camber* com o *slip angle* tende a anular o *aligning torque*, o que pode obrigar a aumentar o *mechanical trail* para obter o desejado efeito de centragem.

No regime linear, a força lateral devido ao *slip angle* e o *camber thrust* são, geralmente, vistos como efeitos independentes e cumulativos. Isto simplesmente move para cima ou para baixo a curva do gráfico da força lateral em função do *slip angle*, dependendo de para que lado a roda está inclinada. Ao exceder o limite elástico, o efeito do *camber* decresce, o que se denomina de *camber roll-off* – ver Figura 15. O máximo de força lateral obtém-se com a roda inclinada para o interior da curva. Com a roda inclinada para fora da curva, o valor da força lateral diminui. Embora não haja uma teoria que explique integralmente este aumento, parece óbvio que está associado ao que acontece no *print*. A deformação devido ao *slip angle* é máxima na parte posterior do *print*, onde as forças verticais são baixas. No caso do *camber*, a deformação é máxima na zona central do *print*, onde as forças verticais são elevadas. O escorregamento é menos provável nesta zona central do que na zona posterior do *print*.

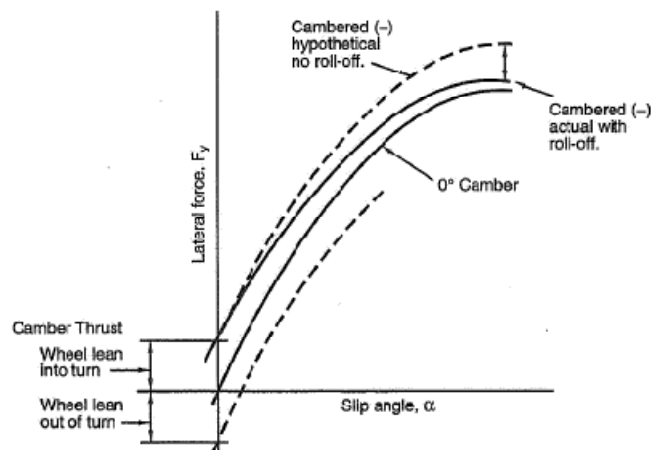


Figura 15 – *Camber thrust e camber roll-off* para uma carga constante. [1]

2.3.5 Influência da Pressão de Ar

Ajustar a pressão de ar dos pneus é uma forma fácil e comum de alterar o comportamento de um carro de competição.

O desempenho do pneu para pequenos *slip angles* é dependente da *cornering stiffness* que, por sua vez é uma medida das propriedades elásticas do pneu. Ao aumentar a pressão de ar, a rigidez do pneu será superior. Consequentemente, a *cornering stiffness* será mais elevada, resultando forças laterais de maior amplitude. Alterando as pressões à frente e atrás consegue-se modificar ligeiramente o equilíbrio subvirador/sobrevirador do veículo (ver capítulo 2.5).

No limite de aderência, a *performance* depende do coeficiente de atrito do pneu com a estrada. Ao reduzir a pressão de ar, aumenta a área do *print* e baixa a pressão de contacto entre o pneu e a estrada, aumentando o coeficiente de atrito efectivo. No entanto, pressões muito baixas levam a pressões localizadas muito elevadas devido à rigidez das paredes laterais do pneu.

O *aligning torque* é também afectado pela pressão. Com a diminuição da pressão, o *print* torna-se mais longo e o ponto de aplicação da força lateral recua. Quando um pneu perde ar, o esforço na direcção é superior porque decresce a rigidez lateral do pneu e aumenta o *aligning torque*.

Com o aumento da pressão reduz-se a resistência ao rolamento. A resistência ao rolamento é a medida da energia dissipada na deformação do pneu. Usando pressões mais elevadas, a deformação e o tamanho do *print* será menor. Também a resistência induzida (arrasto derivado da descrição de curvas) será inferior porque o *slip angle* necessário para produzir uma determinada força lateral será reduzido.

A *ride rate* (ver capítulo 2.9) é afectada pela pressão de ar dos pneus. Pressões mais elevadas diminuem o contributo do pneu no efeito de mola vertical do veículo. Em veículos de competição com molas de elevada rigidez, a rigidez vertical dos pneus é parte significativa da mola total do veículo.

A pressão de ar dos pneus ideal é um compromisso entre os diferentes factores acima apresentados. O melhor compromisso é encontrado através da experimentação em pista.

2.3.6 Efeitos da Temperatura

A temperatura do pneu afecta tanto o seu desempenho como a sua duração. Existem três tipos de temperaturas passíveis de medidas:

- Temperatura da superfície do pneu
- Temperatura no interior do piso ou da carcaça
- Temperatura do ar interior

A carcaça é um elemento elástico responsável, em parte, pela rigidez lateral do pneu. A variação da temperatura altera o módulo de elasticidade da borracha, afectando a rigidez lateral do pneu.

A pressão e a temperatura do pneu estão interligadas. Menor pressão inicial (pressão a frio) leva a uma maior deformação e consequentemente ao aumento da temperatura, o que resulta numa mais elevada pressão de funcionamento (pressão a quente).

Os pneus modernos de competição possuem uma temperatura óptima de funcionamento. Se demasiado frios, não oferecem aderência. Se demasiado quentes, desgastam-se rapidamente.

2.4 Sistemas de Eixos

O sistema de eixos usado é o definido pela SAE². O sistema de referencial fixo é pouco utilizado, sendo preferível usar um sistema de eixos móvel com origem no veículo e que acompanhe o movimento deste. Desta forma, as propriedades de inércia mantêm-se constantes relativamente ao sistema de eixos.

O automóvel é considerado como um sistema de duas massas: a massa não suspensa e a massa suspensa (ver capítulo 2.10.3). A massa não suspensa é considerada uma estrutura rígida com rodas direccionais e a massa suspensa como um corpo rígido. As duas massas articulam-se entre si através do eixo de rolamento e a relação entre as elas é dada pelo ângulo de rolamento (ver capítulo 2.7.3). As designações dos eixos i, j e k da Figura 16 devem ser substituídas por x, y e z .

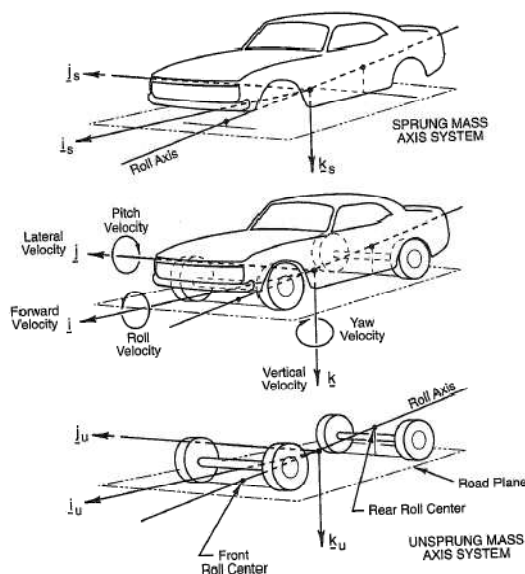


Figura 16 – Sistemas de eixos de um veículo. [1]

² SAE – Society of Automotive Engineers

A origem do sistema de eixos do veículo é a mesma para as massas suspensas e não suspensas. Encontra-se na intercepção do eixo de rolamento com uma recta perpendicular com a estrada que passa pelo centro de gravidade do veículo, para um ângulo de rolamento da massa suspensa nulo.

As deformações dos pneus são desprezadas e os centros das rodas mantêm-se assim paralelos ao solo.

2.4.1 Movimentos de um Veículo

As velocidades associadas ao movimento de um veículo vêm ilustradas na Figura 17 e são seguidamente enumeradas.

- Velocidade Longitudinal, u
- Velocidade Lateral, v
- Velocidade Normal, w
- Velocidade de *Yaw*, r
- Velocidade de Rolamento ou *Roll*, p
- Velocidade de *Pitch*, q

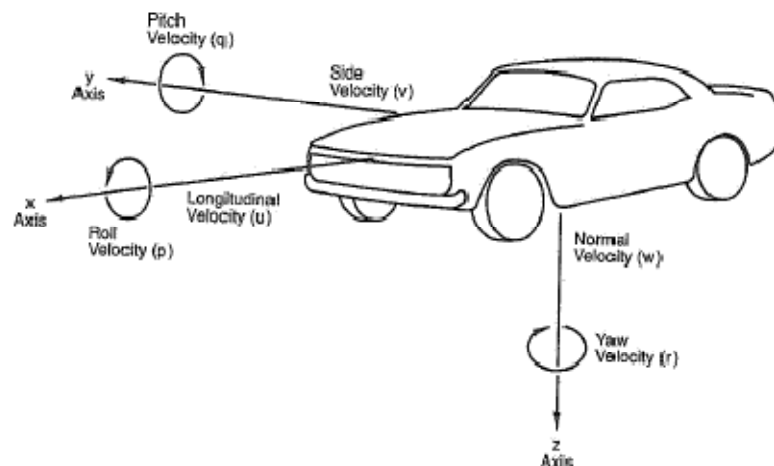


Figura 17 – Movimentos de um veículo. [1]

Estas componentes de velocidade fixas no referencial do veículo são medidas relativamente ao referencial inercial.

Se for necessário conhecer a trajectória percorrida pelo veículo, as condições iniciais estabelecem uma relação entre o sistema de eixos do veículo e o referencial fixo na Terra. As várias componentes de aceleração são abaixo definidas, assim como as relações angulares associadas à análise do trajecto:

- Aceleração Longitudinal – componente do vector aceleração de um ponto do veículo segundo a direcção do eixo xx .
- *Side Acceleration* – componente do vector aceleração de um ponto do veículo segundo a direcção do eixo yy .
- Aceleração Normal – componente do vector aceleração de um ponto do veículo segundo a direcção do eixo zz .

- Aceleração Lateral – componente do vector aceleração de um ponto do veículo perpendicular ao eixo xx e paralelo ao plano da estrada. Em regime de equilíbrio, a aceleração lateral é igual ao produto da aceleração centrípeta pelo co-seno do *sideslip angle* do veículo. Como na maioria dos casos o *sideslip angle* é reduzido, pode-se considerar que a aceleração lateral é igual à aceleração centrípeta.
- Aceleração Centrípeta – componente do vector aceleração de um ponto do veículo perpendicular à tangente da trajectória e paralela ao plano da estrada.
- *Heading Angle*, ψ – ângulo no plano X - Y entre o eixo xx do referencial móvel e o eixo XX do referencial fixo. (ver Figura 18).
- *Sideslip Angle ou Attitude Angle*, β – ângulo no plano X - Y entre o eixo xx do referencial móvel e o vector velocidade do veículo num ponto deste. Este ângulo pode ser observado com valor negativo na Figura 18.
- *Course Angle*, ν – ângulo no plano X - Y entre o vector velocidade do veículo e o eixo XX do referencial fixo. Na Figura 18 este ângulo pode ser observado com valor positivo. O *course angle* é igual ao somatório do *heading angle* e do *sideslip angle* ($\nu = \psi + \beta$).
- Ângulo de Rolamento ou de *Roll* do Veículo – ângulo entre o eixo yy do veículo e o solo.
- Ângulo de *Pitch* do Veículo – ângulo formado entre o eixo xx do veículo e o solo.

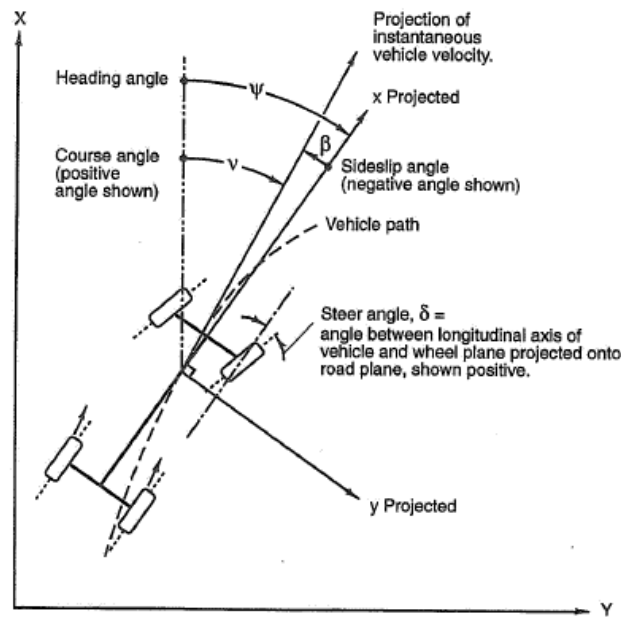


Figura 18 – *Heading, sideslip e course angles*. [1]

As forças exteriores que actuam num automóvel podem ser somadas em apenas um vector com as seguintes componentes:

- Força Longitudinal, F_x – componente do vector força na direcção do eixo xx .
- Força Lateral, F_y – componente do vector força na direcção do eixo yy .
- Força Normal, F_z – componente do vector força na direcção do eixo zz .

Da mesma forma, os momentos exteriores que actuam num automóvel podem ser somados num único vector com as seguintes componentes:

- Momento de Rolamento, M_x – componente do vector momento que tende a rodar o veículo em torno do eixo xx , positivo no sentido dos ponteiros do relógio, quando observado no sentido positivo do eixo xx .
- Momento de *Pitch*, M_y – componente do vector momento que tende a rodar o veículo em torno do eixo yy , positivo no sentido dos ponteiros do relógio, quando observado no sentido positivo do eixo yy .
- Momento de *Yaw*, M_z – componente do vector momento que tende a rodar o veículo em torno do eixo zz , positivo no sentido dos ponteiros do relógio, quando observado no sentido positivo do eixo zz .

2.4.2 Sistema de Eixos do Pneu

O sistema de eixos utilizado para o pneu é também referenciado pela SAE e encontra-se ilustrado na Figura 19. A sua origem situa-se no ponto O, centro do *print* do pneu em repouso, e na intersecção do eixo zz com o plano da estrada. Assume-se que a superfície da estrada é plana. O eixo xx resulta da intersecção do plano da roda com o plano da estrada. O eixo zz é vertical e passa pelo ponto O. O eixo yy é perpendicular a xx e zz e situa-se no plano da estrada.

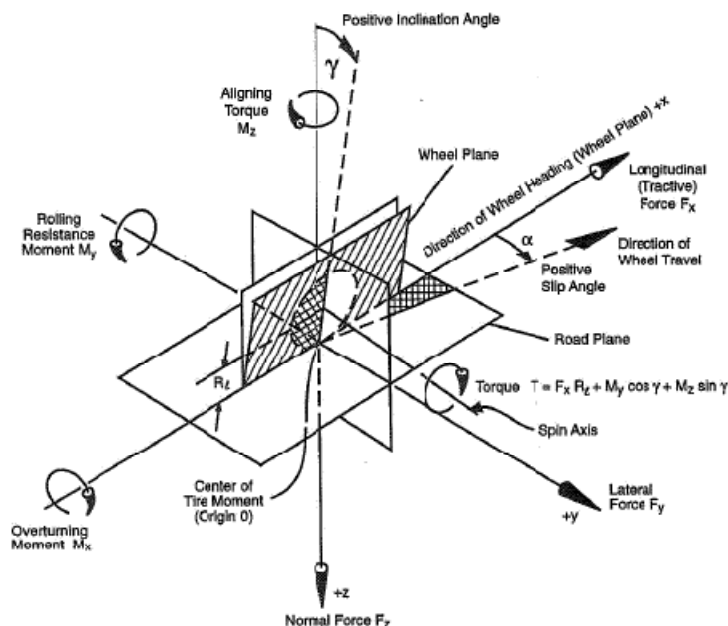


Figura 19 – Sistema de eixos do pneu. [1]

A Figura 19 mostra a roda com inclinação positiva, γ , e um *slip angle* igualmente positivo, α . O raio da roda carregada verticalmente, R_L , é a distância do centro do *print* ao centro da roda, medida ao longo do plano desta.

2.5 Caracterização do Comportamento de um Veículo

O comportamento de um veículo em curva é caracterizado, genericamente, em três tipos: subvirador, sobrevirador ou neutro. Para o condutor isto significa que, após a introdução de um *input* na direcção para abordar uma curva, será necessário aumentar o ângulo de direcção em caso de subviragem, ou diminuir para sobreviragem. No caso de comportamento neutro, não será necessário fazer qualquer correcção no ângulo de direcção inicial. Por ser considerado mais seguro e intuitivo, a maioria dos carros de estrada são projectados para possuírem um comportamento ligeiramente subvirador. [4]

Apesar de o comportamento ser sempre idêntico ao referido no parágrafo anterior, é necessário distinguir duas situações distintas do conceito subviragem/sobreviragem: a subviragem/sobreviragem linear e subviragem/sobreviragem limite. Estão associadas ao regime operacional do pneu: linear ou de atrito, respectivamente. O primeiro caso está associado à deformação dos pneus devido aos *slip angles* – ver Figura 20 e Figura 21 –, enquanto o segundo está relacionado com o coeficiente de atrito do pneu. Em ambos os casos a carga vertical nos pneus tem um papel fundamental.

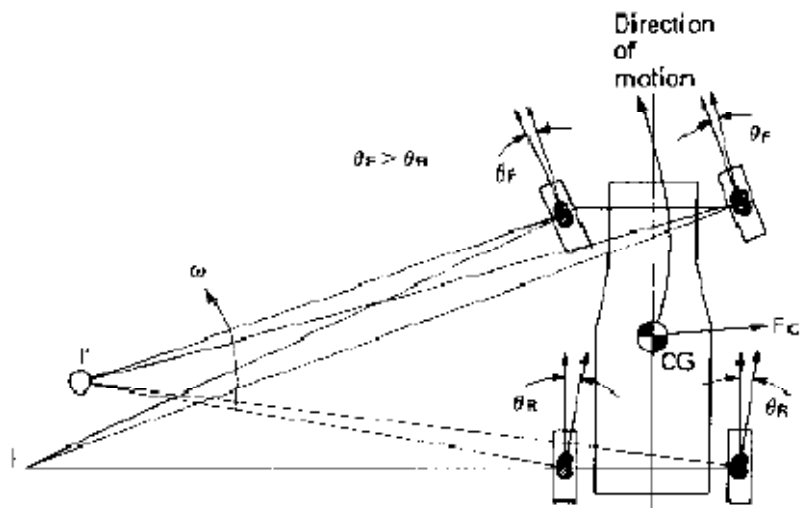


Figura 20 – Sobreviragem em curva em regime linear – *slip angle* pneus traseiros maior que o dos dianteiros. [7]

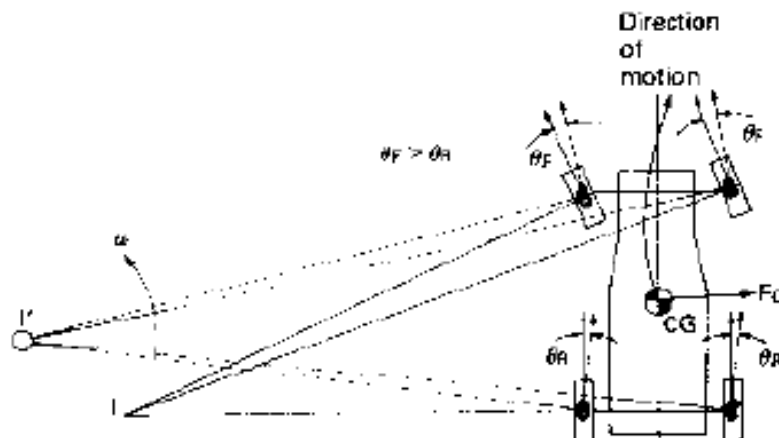


Figura 21 – Subviragem em curva em regime linear – *slip angle* dos pneus dianteiros maior que o dos traseiros. [7]

2.6 Regime Estacionário e Transiente

O movimento de um veículo quando descreve uma curva é decomposto em três etapas distintas. A primeira é a entrada em curva. Após acção na direcção, o veículo adquire velocidade lateral e de *yaw*, que variam com o tempo. É a fase transiente de entrada em curva. A segunda etapa corresponde ao regime estacionário em curva. A velocidade de *yaw*, a aceleração lateral e o *slip angle* são constantes e o veículo desloca-se segundo uma trajectória de raio constante. Na etapa final ou fase transiente de saída de curva, as velocidades lateral e de *yaw* variam até se anularem. A resposta típica do movimento de um veículo a um *input* na direcção até entrar na fase estacionária em curva, vem ilustrada na Figura 22.

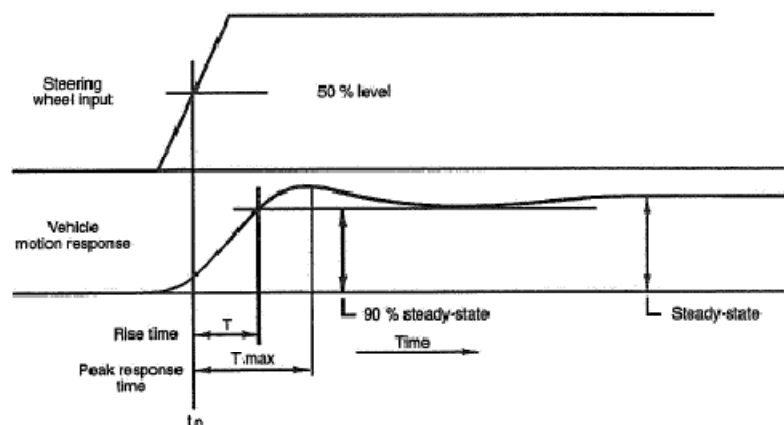


Figura 22 – Resposta típica do movimento de um veículo a um *input* na direcção. [6]

2.6.1 Análise em Regime Estacionário

Os modelos de análise do comportamento dinâmico de um veículo são, normalmente, referentes ao estado estacionário, por duas razões: a *performance* no estado estacionário é, regra geral, suficiente para o estudo do *handling* e também porque a informação sobre o comportamento transiente dos pneus é escassa.

Um dos métodos de estudo no estado estacionário consiste na análise de apenas um par de rodas pertencente a um dos eixos. Este método pode ser uma alternativa prática aos complexos modelos computacionais, na medida que usualmente o objectivo é aumentar a aceleração lateral num dos eixos. Com este modelo é possível explorar os efeitos de eventuais modificações realizadas no veículo.

Há algumas considerações que justificam o recurso à análise por eixo:

- A única ligação entre os dois eixos é o *chassis* (excepto em veículos de tracção integral) – o comportamento de um veículo é determinado pela performance relativa dos seus eixos. Por exemplo, o momento de *yaw* resulta da diferença dos produtos da aceleração de cada eixo pela respectiva distância ao centro de gravidade.
- A força lateral nos pneus é o somatório das forças laterais no eixo.
- Algumas características dos veículos são determinadas basicamente por um dos eixos. Em veículos em que apenas as rodas da frente são direccionais, o momento de direcção é apenas fornecido pelo eixo dianteiro. Já o tempo de resposta ao movimento de *yaw* é basicamente determinado pelo eixo traseiro.

2.6.2 Análise em Regime Transiente

O comportamento transiente é analisado recorrendo à analogia ao sistema massa-mola-amortecedor – ver Figura 23 – e respectiva equação do movimento.

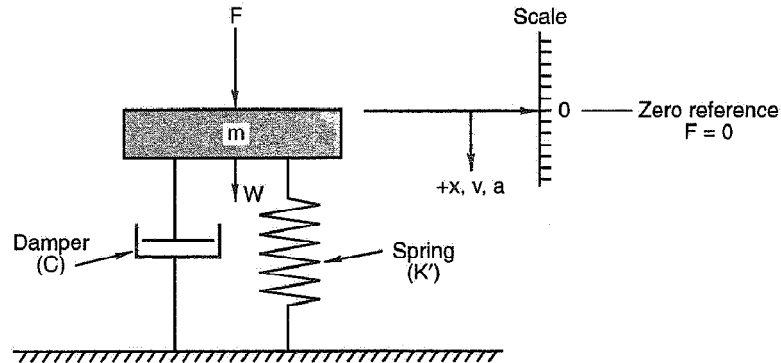


Figura 23 – Sistema massa-mola-amortecedor. [1]

$$F = ma + Cv + Kx$$

As forças relevantes em acção neste sistema são:

- F – força aplicada
- ma – reacção de inércia, produto da massa suspensa pela sua aceleração
- Cv – força desenvolvida pelo amortecedor. C é a constante de amortecimento e v a velocidade da massa.
- Kx – força desenvolvida pela mola. K representa a constante da mola e x o deslocamento da massa.

A análise estática do sistema massa-mola-amortecedor é bastante simples. Aplicada uma força constante F , a massa sofre um deslocamento x , dado por $x=F/K$, até um ponto de equilíbrio estático. Como o sistema se encontra em equilíbrio estático, a aceleração e a velocidade são nulas. Consequentemente, as forças de inércia e de amortecimento são iguais a zero.

A dinâmica de um sistema massa-mola-amortecedor é totalmente definida por dois parâmetros: A frequência natural do sistema não amortecido e pela razão de amortecimento.

A frequência natural de sistema não amortecido, ω_n , ou simplesmente frequência natural, é definida pela expressão

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

A frequência natural é a frequência com que a massa oscilará após uma perturbação inicial. Como o amortecimento é nulo, a frequência é apenas função da massa e da constante da mola.

A razão de amortecimento, ξ , permite demonstrar a influência da constante de amortecimento na resposta transiente. Esta razão é definida pela equação

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\frac{C}{\sqrt{Km}} \right)$$

De notar que a razão de amortecimento é directamente proporcional à constante de amortecimento. A equação pode, portanto, ser resolvida em ordem à constante de amortecimento, em função de uma razão de amortecimento conhecida ou pretendida.

$$C = 2\xi\sqrt{Km}$$

Diferentes valores da razão de amortecimento conferem diferentes características ao regime transiente:

- Se $\xi=0$ Sistema não amortecido – Teoricamente a massa oscilará indefinidamente em torno da origem – Figura 24 (a).
- Se $\xi<1$ Sistema sub-amortecido – A massa oscilará em torno da origem mas com uma amplitude decrescente até, eventualmente, atingir o estado de equilíbrio em $x=0$ – Figura 24 (b).
- Se $\xi=1$ Sistema criticamente amortecido – A resposta tenderá para zero num movimento não oscilatório – Figura 24 (c).
- Se $\xi>1$ Sistema sobre-amortecido – A resposta será não oscilatória e tenderá para zero, mas mais lentamente que num sistema criticamente amortecido – Figura 24 (d).

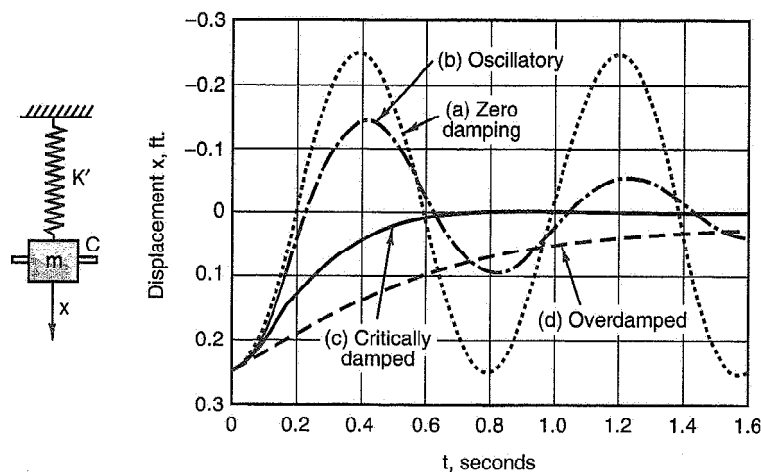


Figura 24 – Diferentes tipos de resposta a uma perturbação inicial. [1]

Aplicando estes conceitos, é possível analisar o comportamento transiente da suspensão de um automóvel, usando o sistema de ‘quarto de carro’, ilustrado na Figura 25.

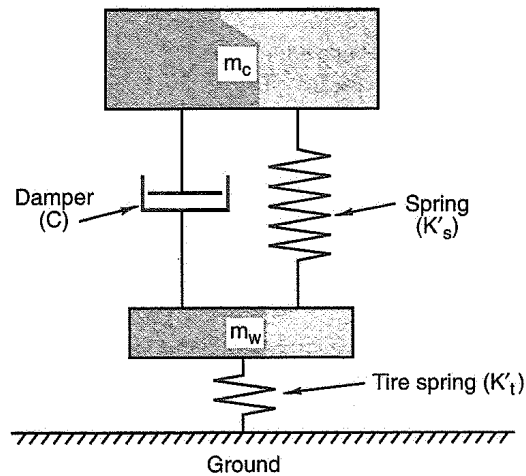


Figura 25 – Sistema de ‘quarto de carro’. [1]

- m_c – Massa suspensa de um quarto do veículo
- m_w – Massa não suspensa
- K'_s – Rigidez da mola de suspensão
- K'_t – Rigidez vertical do pneu
- C – Constante de amortecimento

2.7 Geometria da Suspensão

Quando se fala em geometria de uma suspensão refere-se à forma como a massa não suspensa está conectada à massa suspensa. Essas ligações não só impõem o movimento relativo como, também, controlam as forças que são transmitidas entre elas.

Cada geometria deve ser estudada para responder às necessidades de cada veículo, em particular. Não existe uma única solução ótima.

Neste capítulo são abordados os seguintes temas:

- Graus de liberdade
- Centro instantâneo de rotação
- Centro de rolamento
- Geometria da suspensão dianteira do tipo *MacPherson*
- Geometria da suspensão traseira do tipo *semi-trailing arms*

2.7.1 Graus de Liberdade

Numa suspensão independente, seja anterior ou posterior, a montagem dos braços de ligação tem como objectivo controlar o movimento da roda relativamente à carroçaria, num trajecto único. O trajecto pode conter variações de *camber*, de *caster* e de convergência, conforme pretendido pelo projectista, mas terá de ser único. As conexões da suspensão devem posicionar a roda com elevada precisão em todas as direcções, enquanto permitem o seu movimento vertical contra a mola e o amortecedor. Na suspensão da frente há um grau de liberdade para a rotação imposta pelo sistema de direcção.

Ao confinar o movimento da roda a um único trajecto, implica limitar o movimento em cinco graus de liberdade. O estudo de uma suspensão independente baseia-se em como restringir o movimento da roda em cinco direcções – ver Figura 27.

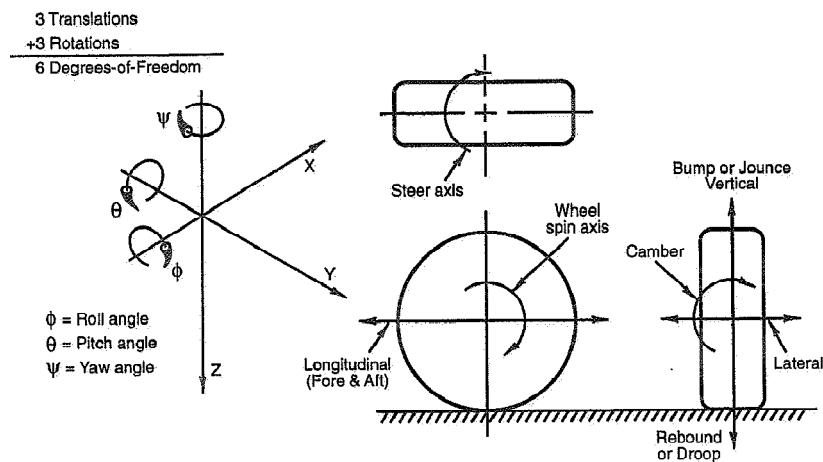


Figura 27 – Graus de liberdade e movimentos de uma suspensão. [1]

Para restringir cinco graus de liberdade são necessárias, exactamente, cinco ligações do tipo tensão-compressão. Um triângulo de suspensão equivale a duas ligações, com os extremos exteriores a encontrarem-se numa rótula esférica. Uma estrutura *MacPherson* é cinematicamente equivalente a um triângulo de suspensão, de comprimento infinito, perpendicular ao eixo de deslizamento da estrutura. Uma suspensão do tipo *MacPherson* possui duas ligações no triângulo inferior, duas na estrutura e uma no tirante da direcção, perfazendo o total de cinco – ver Figura 26.

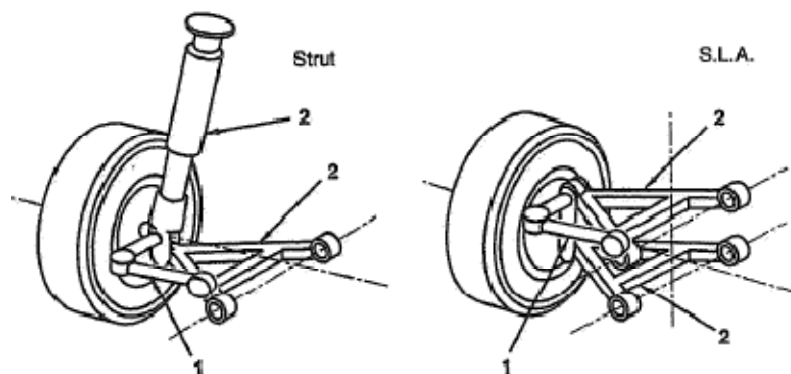


Figura 26 – As cinco restrições da suspensão. À esquerda, geometria *MacPherson*, à direita braços sobrepostos. [1]

2.7.2 Centro Instantâneo de Rotação

Neste contexto, a palavra “instantâneo” significa uma posição particular da suspensão. “Centro” refere-se à projecção imaginária de um ponto que é efectivamente o *pivot* da articulação naquele instante – ver Figura 28. Com o movimento da suspensão, o centro instantâneo desloca-se. Um projecto apropriado da geometria estabelece a sua correcta posição em todos os instantes.

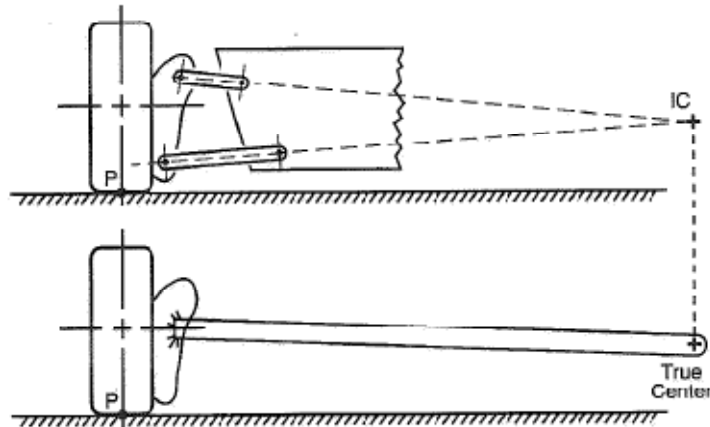


Figura 28 – Analogia do centro instantâneo de rotação. [1]

Ao prolongar-se as rectas que unem as rótulas esféricas aos casquilhos, tanto do braço superior como do inferior, verifica-se que, por norma, estas intersectam-se em algum ponto. Este ponto é o centro instantâneo de rotação. A sua projecção no plano frontal define a taxa de variação do *camber* e a quantidade do movimento de *scrub*. Concede ainda informação para a determinação do centro de rolamento e das características da direcção. Na projecção lateral, o centro instantâneo define o movimento longitudinal da roda, as características de *anti-lift* e *anti-dive/squat* e a taxa de variação do *caster*. A projecção de topo contém pouca informação útil, sendo por isso desprezável.

Da união entre o centro instantâneo da projecção frontal com o da projecção lateral resulta uma recta. Essa recta é o eixo instantâneo do movimento da roda relativamente à carroçaria – ver Figura 29.

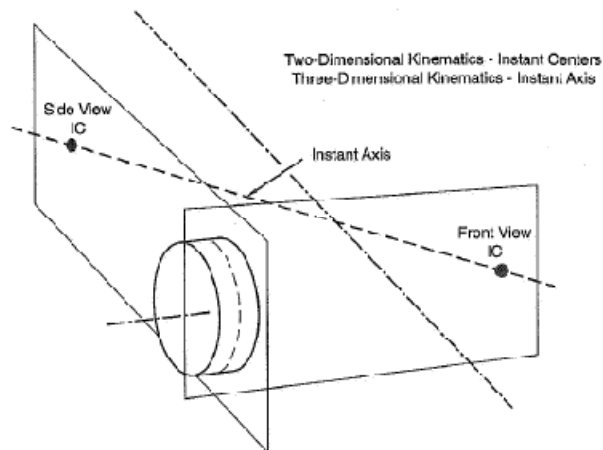


Figura 29 – Eixo instantâneo de rotação da suspensão. [1]

A taxa de variação do ângulo de *camber* por milímetro de deslocamento vertical da roda é função do comprimento do braço oscilante imaginário da projecção frontal – ver Figura 30.

$$\text{Taxa de Variação do } \textit{Camber} = \arctan \left(\frac{1}{\text{comprimento do braço oscilante}} \right)$$

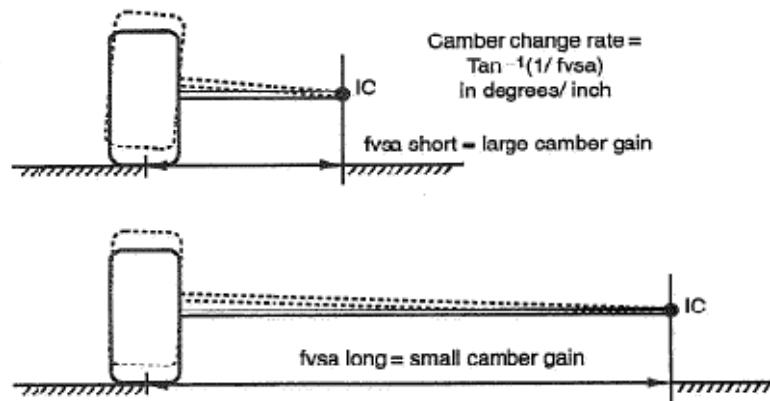


Figura 30 – Variação de *camber* com o deslocamento vertical da suspensão em função do comprimento do braço oscilante. [1]

O *scrub* é o deslocamento lateral da roda relativamente ao solo que resulta do movimento vertical da mesma. A quantidade de *scrub* é função dos comprimentos dos braços oscilantes e da posição do centro instantâneo na projecção frontal em relação ao solo – ver Figura 31.

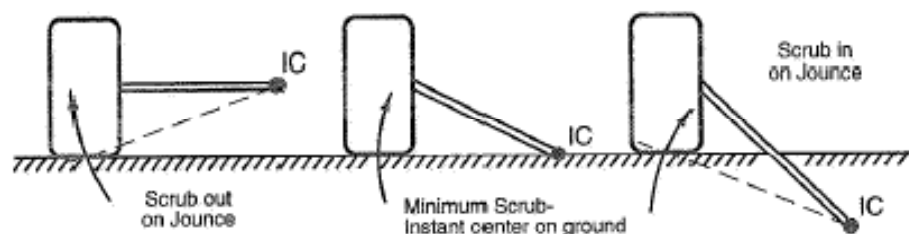


Figura 31 – Influência da posição do centro instantâneo na quantidade de *scrub*. [1]

Elevadas quantidades de *scrub* introduzem componentes de velocidade lateral no pneu que, quando somadas à velocidade de deslocamento, alteram os *slip angles* dos pneus, provocando distúrbios laterais no veículo – ver Figura 32.



Figura 32 – Trajectória de uma roda com elevada quantidade de *scrub*. [1]

2.7.3 Centro de Rolamento

A altura do centro de rolamento é determinada através da projecção de uma linha entre o centro da área de contacto do pneu com a estrada e o centro instantâneo de rotação da projecção frontal. Este processo é repetido para os dois lados do veículo. A intercepção das duas linhas é o centro de rolamento da massa suspensa relativamente ao solo – ver Figura 33.

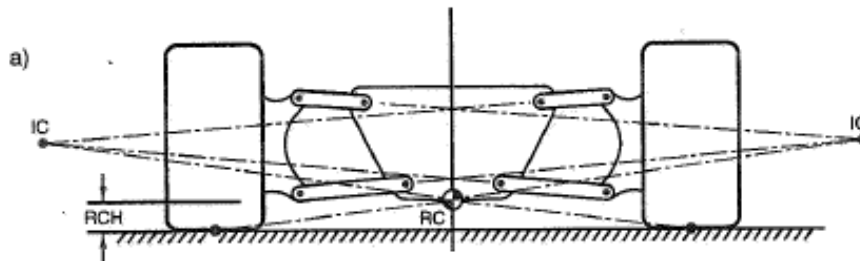


Figura 33 – Construção do centro de rolamento. [1]

O centro de rolamento é o ponto de aplicação dos momentos entre as massas suspensa e não suspensa. Quando um carro descreve uma curva, a força centrífuga no centro de gravidade provoca uma reacção nos pneus. Essa força lateral provoca um momento em torno do centro de rolamento. É o momento de rolamento.

A recta que une os centros de rolamento da suspensão dianteira e traseira define o eixo de rolamento do veículo – ver Figura 34. É em torno desse eixo que o veículo rola relativamente ao solo. [2]

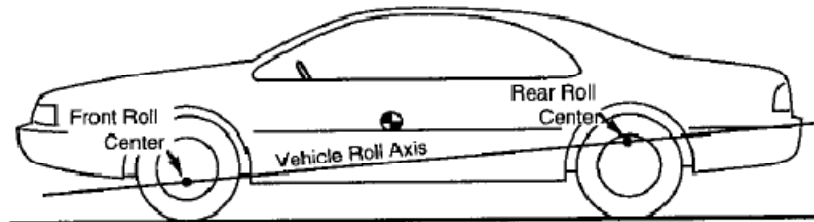


Figura 34 – Eixo de rolamento do veículo. [2]

Há um outro factor a ter em conta na altura do centro de rolamento. Se este estiver acima do nível do solo, a força lateral no pneu gera um momento em torno do centro instantâneo – ver Figura 35. Este momento tende a ‘empurrar’ a roda contra o solo e a elevar a massa suspensa. É o efeito de *jacking*. Se o centro de rolamento estiver abaixo do solo, então a massa suspensa será ‘puxada’ para o solo.

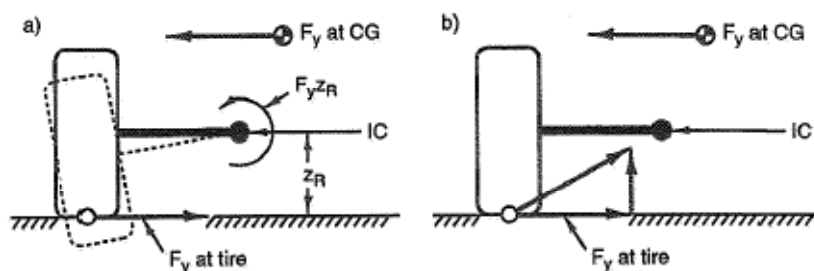


Figura 35 – Efeito de *jacking*. [1]

2.7.4 Suspensão Dianteira – Estrutura *MacPherson*

Uma suspensão independente do tipo *MacPherson* é uma evolução da suspensão de braços sobrepostos. Neste caso, o braço superior é substituído por uma estrutura telescópica que desliza verticalmente e que desempenha, simultaneamente, a função de amortecedor (Figura 36). A grande vantagem deste sistema é a sua compacticidade, o que faz com que seja uma solução muito utilizada no eixo dianteiro de veículos de grande produção. [5]

O facto de ser uma estrutura é, também, a sua grande desvantagem. O espaço para o posicionamento da estrutura é limitado o que restringe a selecção de uma geometria de suspensão apropriada e obriga a alguns compromissos. [6]

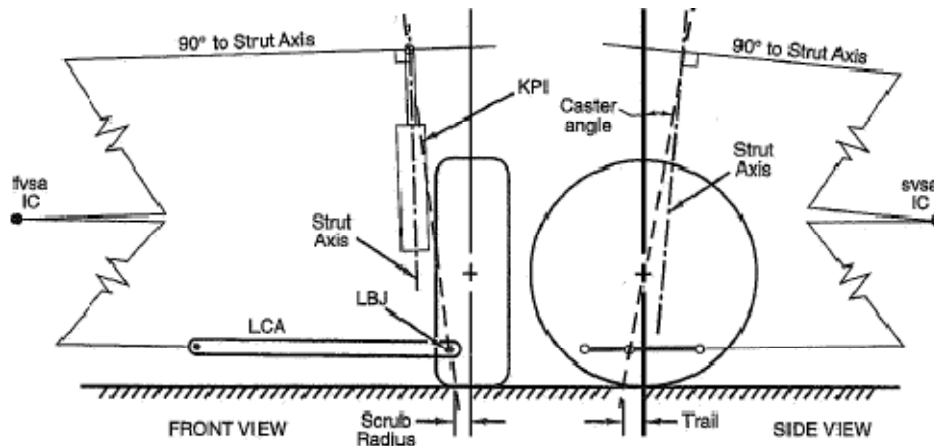


Figura 36 – Esquema da estrutura *MacPherson*. [1]

O centro instantâneo é determinado de forma idêntica ao caso de braços sobrepostos. Neste caso, o braço superior é considerado como uma recta infinita, perpendicular ao eixo da estrutura.

O eixo de direcção é definido pela recta que passa pelo ponto central do rolamento do cabeçote de apoio superior da estrutura do amortecedor e pela rótula de ligação do braço de suspensão à manga de eixo.

2.7.5 Suspensão Traseira – *Semi-Trailing Arm*

O *semi-trailing arm* é um tipo de suspensão independente que possui a manga de eixo conectada a um braço que roda, relativamente à carroçaria, em torno de um eixo inclinado – ver Figura 37. [7]

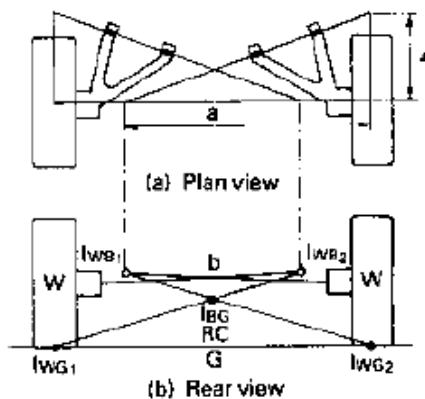


Figura 37 – Esquema da suspensão *semi-trailing arm* e construção do centro de rolamento. [7]

O ângulo que o eixo do braço forma com a horizontal, na vista do plano do braço, implica que a recta de prolongamento desse eixo intersecte o eixo da roda num ponto interior a esta, estabelecendo o centro instantâneo de rotação. Este centro instantâneo é fixo relativamente ao veículo, o que implica que o *camber* altere de forma linear com o movimento vertical da roda. Com o movimento de *roll*, a roda interior adquire *camber* positivo e a roda exterior *camber* negativo. [1] [7]

O *roll center* é determinado pelo método apresentado no capítulo 2.7.3 e ilustrado na Figura 37. Este pode estar acima ou abaixo do nível do solo. Devido aos ângulos do eixo instantâneo, a curva de convergência não será linear – tipicamente irá convergir tanto em compressão como em expansão. Geometricamente este tipo de suspensão apresenta duas falhas elementares: o *camber* varia de forma linear e a convergência de forma não linear. O que se deseja numa boa suspensão é exactamente o oposto.

A travagem provoca uma situação de duas forças opostas aplicadas à geometria da suspensão: a força de travagem e a força de arrasto do pneu. Devido à elasticidade do sistema, as rodas traseiras tendem a divergir. Deste modo, ao curvar, a transferência de massa para a roda exterior traseira provoca a sobreviragem do veículo – ver Figura 38. [7]

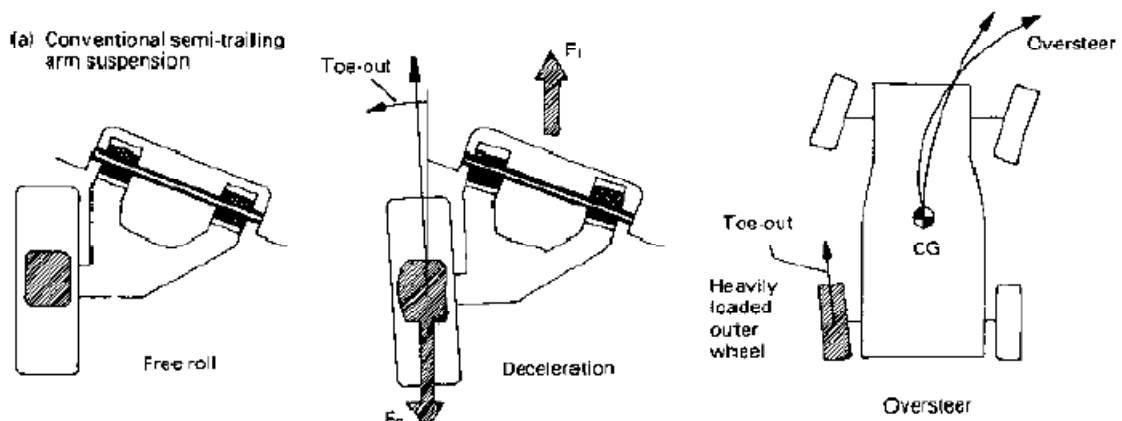


Figura 38 – Consequência da elasticidade do sistema numa geometria *semi-trailing arm*. [7]

Este tipo de geometria é um caso particular de *roll steer* (ver capítulo 2.8.3). Com o rolamento em curva, os braços de suspensão rodam em torno dos seus eixos de rotação. Os centros das rodas, conectados ao extremo livre dos braços, descrevem arcos com os seus movimentos ascendentes ou descendentes. Esses movimentos podem alterar, mediante o posicionamento horizontal dos braços de suspensão relativamente ao solo, o alinhamento do eixo traseiro, com impacto no comportamento do veículo. Se, em repouso, o braço de suspensão estiver na horizontal, o comportamento de *roll steer* será neutro (Figura 40 (a)). Se o braço estiver inclinado, o comportamento será de subviragem, caso o *pivot* do braço esteja abaixo da altura do centro da roda (Figura 40 (b)) ou de sobreviragem, se estiver colocado acima (Figura 40 (c)). [7]

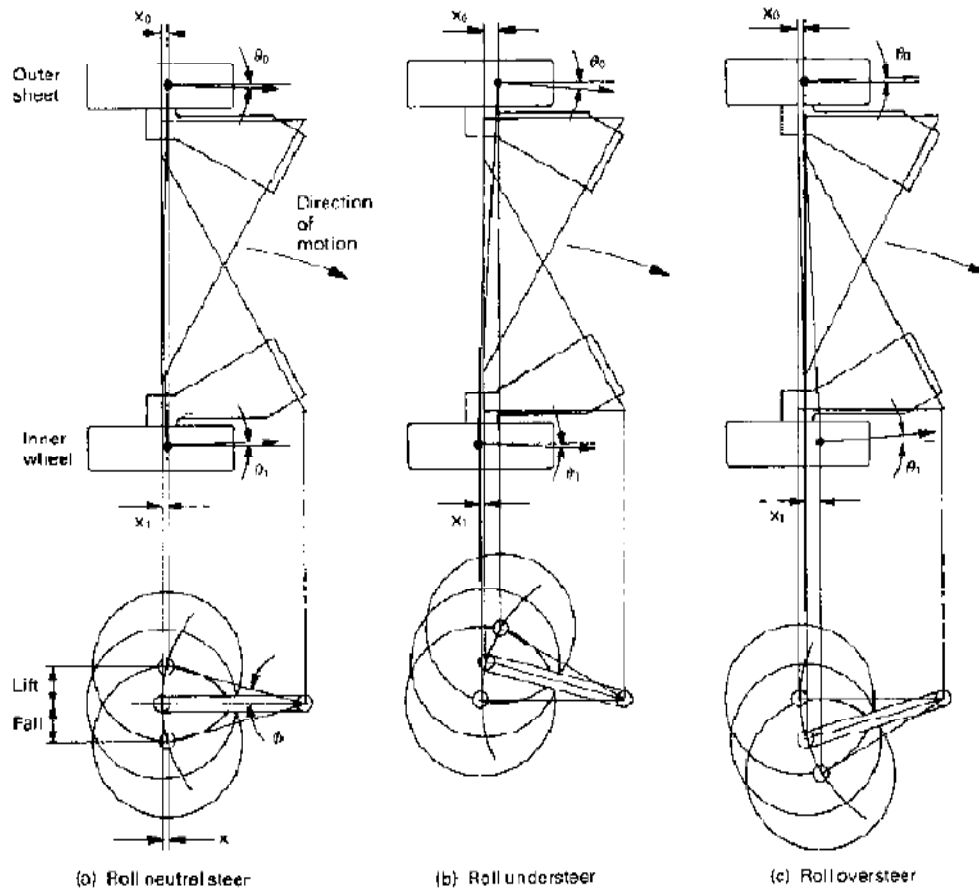


Figura 39 – *Roll steer* devido à posição dos braços de suspensão numa geometria *semi-trailing arm*. [7]

2.8 Sistema de Direcção

Este capítulo inicia-se com a apresentação da geometria da direcção: ângulo de *caster*, *kingpin inclination*, *trail* e raio de *scrub*. Segue-se a geometria de *Ackermann* e, por fim, é feita referência às *ride* e *roll steer*.

2.8.1 Geometria da Direcção

O eixo de direcção não deve ser vertical nem centrado na *print* por variados motivos posteriormente enunciados. Na Figura 40 é possível visualizar como a sua posição é medida.

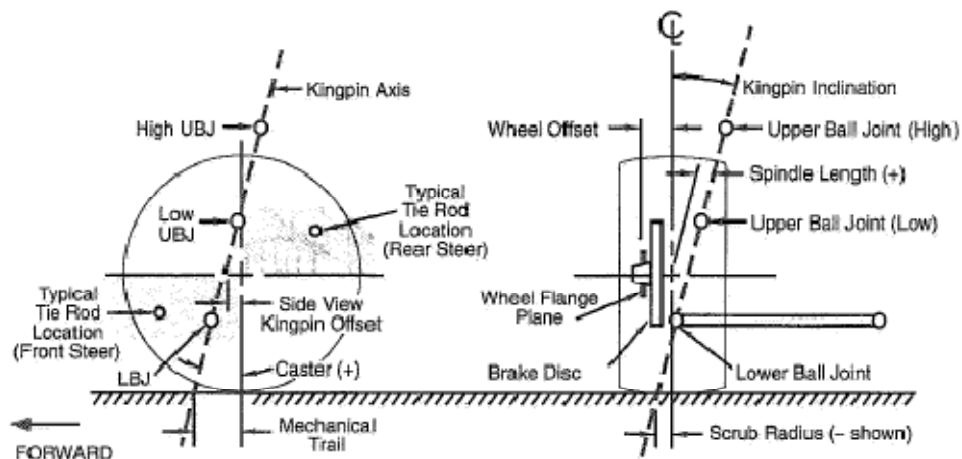


Figura 40 – Esquema da geometria do eixo de direcção. [1]

Na vista de frente, o ângulo que o eixo de direcção forma com a vertical chama-se *kingpin inclination* e a distância desse eixo ao centro do *print* é o raio de *scrub*. A distância entre o eixo da direcção ao plano central da roda, medida na horizontal à altura do eixo, é o *spindle length*.

Na vista lateral, o ângulo do eixo de direcção com a vertical chama-se ângulo *caster*. Se o eixo não passar pelo centro da roda, então existe um *offset*, tal como na maioria dos motociclos. A distância medida no chão, desde o eixo de direcção até ao centro do *print*, é a *trail*.

A *kingpin inclination*, o *spindle length*, e o raio de *scrub* são, geralmente, um compromisso entre requisitos de *performance* e atravancamento. Alguns dos factores a considerar são:

- Com um *spindle length* positivo, o veículo eleva a frente ao virar a direcção. Quanto maior a *kingpin inclination*, mais a frente levanta. O efeito é simétrico nas duas rodas, apenas se não existir ângulo de *caster*. Para uma dada *kingpin inclination*, um maior *spindle length* levantará mais o veículo com o virar da direcção.
- O efeito da *kingpin inclination* e da *spindle length* no levantar da frente, tem como objectivo a centragem da direcção a baixa velocidade. A alta velocidade, qualquer *trail* eliminará, muito provavelmente, este efeito.
- A *kingpin inclination* afecta a característica do ângulo de *camber*. Ao virar a direcção, a roda inclina no sentido de *camber* positivo. Isto, se o eixo de direcção tiver, como é normal, o seu topo inclinado para o interior do veículo. Este efeito é reduzido, mas significativo se a pista apresentar curvas apertadas.
- Quando uma roda rola sobre uma estrada irregular, o raio de rolamento está constantemente a alterar, provocando alterações na velocidade de rotação da roda. Daí resultam forças longitudinais no centro da roda que provocam reacções no sistema de direcção, proporcionais à *spindle length*.
- A força motriz e a força de travagem introduzem momentos na direcção, proporcionais ao raio de *scrub*. Por questões de atravancamento, é normal que veículos de competição usem raios de *scrub* muito elevados, o que não apresenta graves problemas em pistas sem grandes irregularidades.
- Nos veículos de tracção à frente, o raio de *scrub* negativo tem dois grandes efeitos estabilizadores:

Primeiro, com o volante de direcção fixo – se uma das rodas perder tracção, a outra irá divergir devido à elasticidade do sistema. Este efeito tende a dirigir o veículo em linha recta, apesar de a tracção não ser igual em ambas as rodas, o que provoca um momento de *yaw* no veículo.

Segundo, se a direcção fornecer um bom *feedback*, o condutor nunca fixa verdadeiramente o volante. Neste caso, a direcção pode mesmo ser direccionada pela diferença de tracção nas rodas, o que aumenta o efeito estabilizador do raio negativo de *scrub*.

Em travagem verifica-se o mesmo. O raio de *scrub* negativo tende a manter o veículo em linha recta apesar da diferença de aderência entre as rodas – ver Figura 41 e Figura 42.

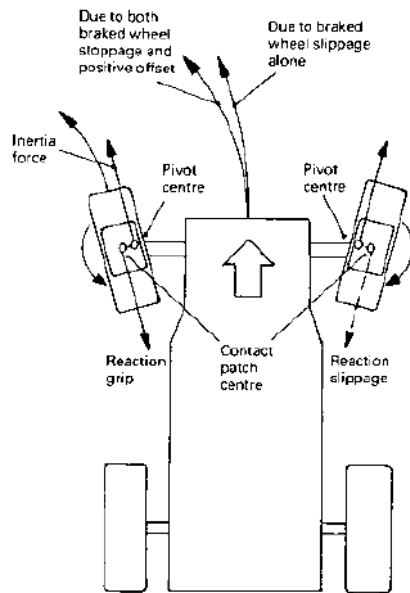


Figura 41 – Comportamento em travagem com raio de *scrub* positivo. [7]

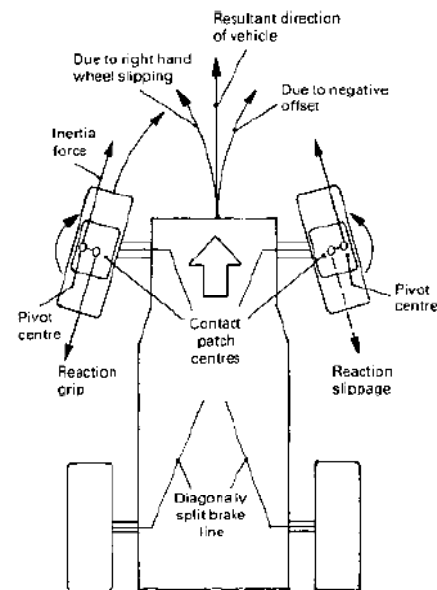


Figura 42 – Comportamento em travagem com raio de *scrub* negativo. [7]

Com *trail* mecânico, o *print* do pneu segue atrás do eixo de direcção. Mais *trail* significa que a força lateral do pneu possui um maior braço em relação ao eixo de direcção. É a principal fonte de momentos que provocam a centragem da direcção em velocidade.

Algumas considerações para a escolha do ângulo de *caster* e da *trail*:

- Um maior *trail* provoca maiores esforços na direcção.
- O ângulo de *caster* provoca, ao virar a direcção, a subida e a descida da roda. Mas, ao contrário da *kingpin inclination*, o efeito é oposto, de uma roda para a outra. Com uma geometria simétrica, ao virar a direcção para a esquerda, o carro rola para a direita, provocando uma transferência de massa na diagonal. Neste caso, será a diagonal formada pelas rodas dianteira esquerda e traseira direita a carregar mais peso, provocando um efeito sobrevirador ao descrever uma curva à esquerda. É preciso ter em conta que, em pista, não são necessários grandes ângulos de direcção, excepto em ganchos muito apertados.
- O ângulo de *caster* afecta a característica do *camber* mas, neste caso, o efeito é favorável. Com *caster* positivo, a roda exterior inclina-se no sentido de *camber* negativo, enquanto a roda interior se inclina no sentido de *camber* positivo.
- Como referido anteriormente, os pneus possuem *pneumatic trail* que se soma à *mechanical trail*. A *pneumatic trail* é não linear com a força lateral, afectando o momento na direcção e, consequentemente, o *feedback* ao condutor. O facto da *pneumatic trail* tender para zero com o aproximar do limite de aderência do pneu, resulta numa diminuição do efeito de centragem da direcção, indicando ao condutor que se encontra no limite de aderência. Se a *mechanical trail* for muito grande, este efeito da *pneumatic trail* deixa de se fazer sentir.

Na Figura 40 são mostradas duas zonas para a posição do tirante da direcção. A tendência de *camber* devido às forças laterais é inevitável. Se o tirante estiver colocado como sugerido, o efeito que provoca na direcção será de sobreviragem.

2.8.2 Geometria *Ackermann*

Assim que as rodas da frente são direccionadas para um dos lados, a geometria das ligações do sistema de direcção vai determinar se as rodas permanecem paralelas ou se uma roda mais que a outra.

Para aplicações com baixas acelerações laterais é habitual o uso da geometria de *Ackermann* - Figura 43 (a). Esta geometria garante que as rodas direccionais são direccionadas segundo raios concêntricos, o que permite descrever a trajectória desejada sem arrasto de uma das rodas.

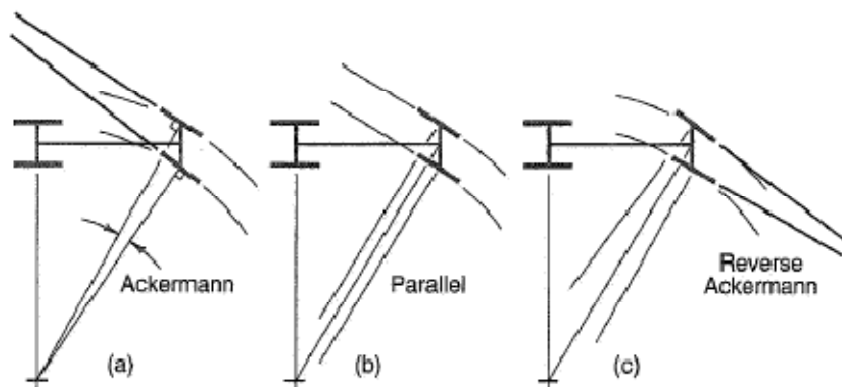


Figura 43 – Tipos de geometria de direcção. [1]

Acelerações laterais elevadas provocam *slip angles* significativos em todas as rodas. Devido à transferência lateral de massa em curva, as cargas verticais nas rodas interiores são muito menores que nas exteriores. Como referido anteriormente, para cargas verticais menores a força lateral máxima surge para *slip angles* menores. Se o veículo possuir uma geometria *Ackermann*, a roda interior da frente é forçada a um *slip angle* maior que o necessário, provocando o arrasto desta e consequente perda de velocidade e subida da temperatura do pneu. Em competição é usual o recurso a soluções de paralelismo – Figura 43 (b) – ou mesmo *Ackermann* invertido – Figura 43 (c).

É possível calcular a geometria de *Ackermann* ideal se forem conhecidas as propriedades dos pneus e as cargas verticais nos mesmos. No entanto, estes valores costumam ser demasiado radicais, uma vez que o veículo também deve ser manobrado a baixa velocidade como, por exemplo, nas boxes.

A maioria das curvas das pistas têm um raio considerável e o efeito de *Ackermann* é muito reduzido. Na realidade, a menos que o sistema de direcção e suspensão sejam extremamente rígidos, a deformação em curva pode direccionar mais as rodas que qualquer geometria *Ackermann*.

2.8.3 Ride e Roll Steer

Em geral, qualquer variação na direcção devido ao funcionamento das suspensões é indesejada. Se as rodas direccionarem quando passam por uma lomba ou quando a carroçaria rola numa curva, o veículo não seguirá a trajectória desejada pelo condutor. Com a maioria dos sistemas de direcção e de suspensão, algum *ride e roll steer* é inevitável.

Uma forma expedita de pensar nos efeitos de *steer* é considerar a sua consequência em termos de sub ou sobreviragem. Se o efeito direccionar a roda da frente para o exterior da curva, reduz a força lateral, o que provoca subviragem. Na traseira, ocorre o oposto. Se a roda for direccionada para o interior da curva, provoca subviragem. Os efeitos de *steer* opostos a estes provocam sobreviragem.

Ride e roll steer são função das geometrias da suspensão e da direcção. Se o tirante da direcção não estiver apontado ao eixo instantâneo de rotação da suspensão, vai existir algum *steer* porque a suspensão e a direcção movem-se em torno de centros diferentes – ver Figura 44. Ao mesmo tempo, se o tirante da direcção não possuir o comprimento adequado para a sua posição, continuará a não estar apontado ao eixo instantâneo quando a suspensão se deslocar ao longo do seu curso – ver Figura 45.

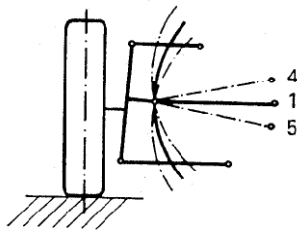


Figura 44 – Influência da posição do tirante de direcção. [1]

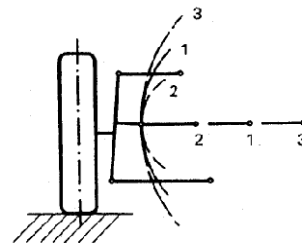


Figura 45 – Influência do comprimento do tirante de direcção. [1]

Características não lineares de *ride steer*, como a da Figura 46, são de evitar porque resultam em grandes variações de convergência. Provocam alterações no comportamento do veículo, dependendo da posição vertical da roda.

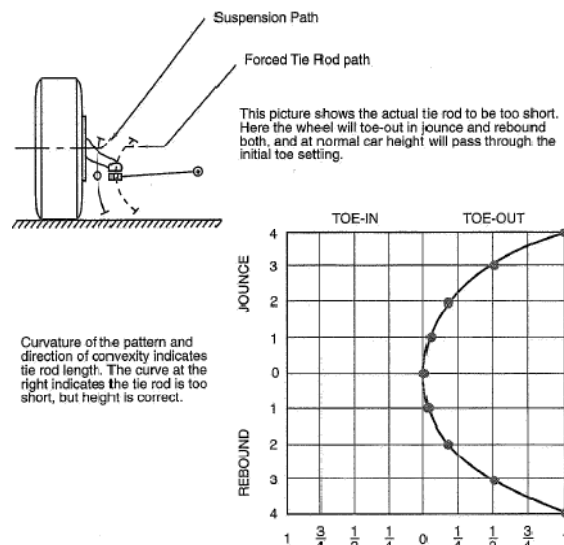


Figura 46 – Tipo de característica não linear de *ride steer*. [1]

2.9 Ride e Roll Rate

O cálculo das *ride* e *roll rate* é essencial para entender como definir o *set-up* de um veículo. Relacionam directamente a alteração da força vertical numa roda com a sua posição em relação à carroçaria.

As *ride* e *roll rates* têm influência significativa no desempenho em curva. Estas afectam directamente a distribuição das forças normais nos pneus e consequentemente as forças laterais desenvolvidas. Infelizmente, não se controlam directamente as *ride* e *roll rates* de um veículo, mas apenas elementos isolados da suspensão como as molas ou as barras estabilizadoras.

A escolha das *ride* e *roll rates* depende das cargas verticais nas rodas que, por sua vez, também dependem destas. Assim sendo, é necessário fazer algumas suposições e iterar até encontrar uma solução aceitável.

2.9.1 Definições

- *Spring Rate* (K_S) – força por unidade de deslocamento de uma mola de suspensão. Para molas helicoidais é medida axialmente ao longo do eixo desta. A mola pode ser de característica linear ou não linear.
- *Wheel Center Rate* (K_W) – força vertical por unidade de deslocamento do centro da roda. Este valor é normalmente menor que a *spring rate* devido à alavancagem (capítulo 2.9.2). Ou seja, o deslocamento do centro da roda é, normalmente, superior ao da mola.
- *Tire Rate* (K_T) – força vertical por unidade de deformação do pneu. Pode ser uma parte importante da mola de suspensão de um veículo com molas muito rígidas.
- *Ride Rate* (K_R) – força vertical por unidade de deslocamento do ponto de referência do contacto do pneu ao solo em relação ao chassis. É idêntica à *wheel center rate* adicionando o efeito de mola do pneu.
- *Roll Rate* (K_ϕ) – momento resistente ao rolamento da carroçaria por grau de rolamento desta. Pode ser aplicada individualmente a cada eixo ou ao carro completo. A resistência ao rolamento é conferida pelas *ride rates*, largura de vias e barras estabilizadoras.

Para os conceitos acima apresentados assume-se:

- O *camber* estático é nulo e o seu valor não altera ao longo do curso da suspensão
- O pneu não deforma lateralmente

2.9.2 Alavancagem

As *rates* que se pretendem usar num veículo são definidas em relação ao solo ou ao centro da roda. Seguidamente, é necessário transferir essas *rates* para as molas ou para as barras estabilizadoras de modo a estas conferirem as características desejadas. É, por isso, necessário introduzir o conceito de alavancagem (*instalation ratio* ou *IR*).

A alavancagem é um conceito geométrico que relaciona o movimento de um dispositivo de força (mola, amortecedor, barra estabilizadora) com o movimento vertical do centro da roda – ver Figura 47.

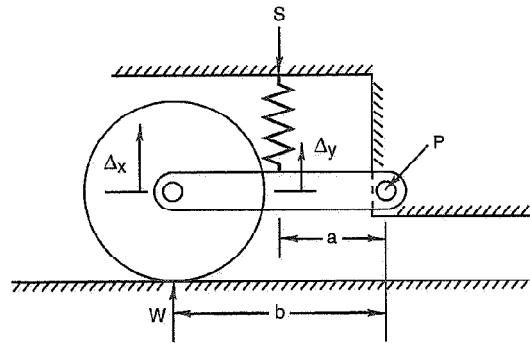


Figura 47 – Ilustração da alavancagem para uma suspensão simples. [1]

Como pode ser visto na Figura 47, o braço de suspensão roda em torno do ponto *P*. A mola trabalha a uma distância *a* do *pivot*, medida ao longo do braço. O centro da roda dista *b* do *pivot*. Devido às diferenças das dimensões *a* e *b*, enquanto a roda move verticalmente uma quantidade Δx , a mola comprime uma quantidade Δy . A alavancagem é o rácio entre Δy e Δx . Como a alavancagem afecta tanto a força como o deslocamento da mola, esta deve estar ao quadrado para relacionar a *wheel center rate* com a *spring rate*.

$$K_W = K_S I_R^2$$

A contribuição de uma barra estabilizadora para o *roll rate* total de veículo é dada por:

$$K_{\phi B} = K_{\theta B} I_B^2 \left(\frac{T^2}{L^2} \right)$$

Em que:

- $K_{\phi B}$, contribuição da barra estabilizadora para o *roll rate* total do veículo, Nm/°
- $K_{\theta B}$, *roll rate* da barra estabilizadora, Nm/°
- I_B , alavancagem da barra estabilizadora, deslocamento do extremo da barra por deslocamento do centro da roda.
- L , comprimento da barra estabilizadora, m
- T , largura da via, m

2.9.3 Abordagem

Se se tiver, à partida, uma ideia das características base que se pretendem para um veículo em particular, Milliken propõe um método de cálculo que permite obter valores muito aproximados para as molas e barras estabilizadoras ideais. Para este método é necessário definir previamente as frequências naturais de cada eixo, ω , o gradiente de rolamento, ϕ , e a distribuição da transferência lateral de massa (ver capítulo 2.10.4).

Primeiramente analisam-se as características de *ride*, que conduzem à selecção das molas de suspensão.

As frequências naturais escolhidas correspondem a uma *ride rate*, K_R . A m_s refere-se, neste caso, à massa suspensa por eixo.

$$K_R = 4\pi^2 \omega^2 \frac{m_s}{2}$$

A *ride rate* pode ser vista como a associação em série de duas molas, uma que actua entre a carroçaria e a roda, *wheel center rate*, e uma outra que actua entre a roda e o chão, *tire rate*. Assim sendo, a *wheel center rate*, K_W , é dada por:

$$K_W = \frac{K_R K_T}{K_T - K_R}$$

Relacionando a *wheel center rate* com a alavancagem, IR , obtêm-se as *spring rates*, K_S .

$$K_S = \frac{K_W}{IR^2}$$

Após a análise da *ride*, segue-se a abordagem do rolamento que conduz à definição das barras estabilizadoras.

Inicialmente, calcula-se o braço do momento de rolamento, h_{RM} , distância do centro de gravidade da massa suspensa ao eixo de rolamento.

$$h_{RM} = h_s - [Z_F + (Z_R - Z_F)(1 - a_s)]$$

O momento de rolamento, M_ϕ , por g de aceleração lateral, A_y , é dado pelo produto do braço pelo peso suspenso.

$$\frac{M_\phi}{A_y} = h_{RM} W_S$$

Em função do gradiente de rolamento, ϕ , pretendido, obtém-se a *roll rate*, K_ϕ , necessária para o veículo.

$$K_\phi = \frac{M_\phi / A_y}{\phi}$$

Seguidamente, calcula-se o contributo para a *roll rate* total do veículo, dos diversos elementos elásticos, começando pela *roll rate* das molas, $K_{\phi S}$, previamente seleccionadas

$$K_{\phi S} = \frac{K_R T^2}{2}$$

De seguida, a *roll rate* fornecida pelos pneus, $K_{\phi T}$

$$K_{\phi T} = \frac{K_T T^2}{2}$$

Subtraindo à *roll rate* do veículo o contributo das molas e dos pneus, obtém-se o valor da rigidez ao rolamento que deve ser fornecido pelas barras estabilizadoras, $K_{\phi B}$.

$$K_{\phi B} = K_\phi - K_{\phi S} - K_{\phi T}$$

Para determinar a característica da barra estabilizadora de cada eixo é necessário ter em conta a distribuição da transferência lateral de massa que se pretende.

A transferência lateral de massa é dada por

$$\text{Transferência Lateral de Massa} = \frac{Wh}{T}$$

Multiplicando o factor de distribuição da transferência de massa, DTM , estipulado pelo valor da transferência de massa total, obtêm-se os valores da transferência de massa no eixo dianteiro.

$$\text{Transferência de Massa Frente} = DTM \times \text{Transferência de Massa}$$

Calculando a transferência de massa suspensa devido à geometria da suspensão

$$SM \text{ Geo Transfer} = \frac{W_s Z}{T}$$

E a transferência de massa não suspensa

$$NSM \text{ Transfer} = \frac{W_u RL}{T}$$

Obtém-se a transferência de massa devido aos elementos elásticos da suspensão

$$\text{Elastic Transfer} = \text{Transf de massa frente} - SM \text{ Geo Transfer} - NSM \text{ Transfer}$$

A rigidez ao rolamento do eixo da frente deverá ser, $K_{\phi F}$

$$K_{\phi F} = \frac{\text{Elastic Transfer} \cdot T}{\phi}$$

A barra estabilizadora da frente deverá possuir uma rigidez, $K_{\phi BF}$

$$K_{\phi BF} = K_{\phi F} - K_{\phi SF} - K_{\phi TF}$$

E a do eixo de trás, $K_{\phi BR}$

$$K_{\phi BR} = K_{\phi B} - K_{\phi BF}$$

2.10 Centro de Gravidade e Transferência de Massa

A localização do centro de gravidade é dos aspectos mais determinantes da *performance* de um automóvel porque as forças laterais geradas nos pneus dependem da carga vertical aplicada sobre eles. A maioria das modificações efectuadas no *chassis* na tentativa de melhorar o *handling* de um carro, tem influência nas forças verticais aplicadas nas rodas. Essas alterações podem ser feitas modificando a posição do centro de gravidade ou modificando parâmetros que afectem a distribuição da transferência de massa em curva.

Para os cálculos seguidamente apresentados é necessário assumir algumas condições:

- O veículo encontra-se em estado de equilíbrio. O regime transiente é desprezado.
- Assume-se que todos os parâmetros do veículo são lineares e que as suas dimensões são constantes.
- A condição de linearidade implica a validade do princípio da sobreposição.
- O *chassis* é considerado corpo rígido.

2.10.2 Altura do Centro de Gravidade

Um método para determinar a altura do centro de gravidade consiste em elevar o eixo traseiro de forma que a recta que une o centro da roda de trás com o da frente forme um ângulo, θ , com a horizontal, enquanto as rodas da frente ficam assentes sobre balanças – ver Figura 49. Para realizar este teste é necessário fixar todas as massas que possam deslocar-se. O depósito de combustível deve, por isso, estar vazio.

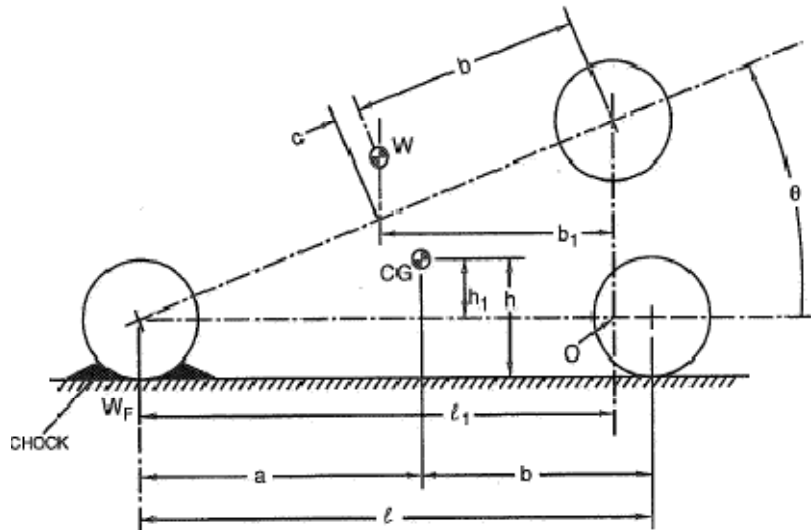


Figura 49 – Posição vertical do centro de gravidade do veículo. [1]

Os dados necessários são:

- W , massa total do veículo
- W_F , massa nas rodas da frente com a traseira elevada
- b , distância, na horizontal, do eixo traseiro ao centro de gravidade
- R_{LF} , raio das rodas da frente carregadas
- R_{LR} , raio das rodas de trás carregadas
- θ , ângulo que a recta que o une o centro da roda de trás com o da frente forma com a horizontal

Os passos trigonométricos são os seguintes:

$$l_1 = l \cos \theta$$

e calculando os momentos em torno do ponto O,

$$W_F l_1 = W b_1$$

do qual resulta

$$b_1 = \frac{W_F}{W} l \cos \theta$$

Igualmente,

$$\frac{b_1}{b + c} = \cos \theta$$

do qual resulta

$$c = \frac{W_F}{W} l - b$$

Usando $c/h_1 = \tan \theta$ a expressão final é

$$h_1 = \frac{W_F l - W b}{W \tan \theta}$$

De notar que h_1 é a altura do centro de gravidade a partir da recta que une os centros das rodas que se encontram a uma altura R_L . Portanto, a altura do centro de gravidade ao solo é

$$h = R_L + h_1$$

2.10.3 Centro de Gravidade da Massa Suspensa

Sabendo a posição do centro de gravidade da massa total do veículo e as suas massas não suspensas, é possível calcular a posição do centro de gravidade da massa suspensa. A massa suspensa é toda a massa do veículo que assenta nas molas de suspensão. A massa não suspensa inclui rodas, pneus, mangas de eixo, travões e aproximadamente metade de todos os componentes de ligação das rodas à carroçaria, nomeadamente, braços de suspensão, transmissões, molas, amortecedores.

A Figura 50 mostra o plano de um carro no seu caso mais geral. O centro de gravidade do veículo, W , é localizado longitudinalmente por a e b e lateralmente por y' e y'' . As massas não suspensas estão localizadas no centro de cada roda.

A massa suspensa resulta da subtracção da massa não suspensa à massa total do veículo.

$$W_S = W - W_{U1} - W_{U2} - W_{U3} - W_{U4} = \text{Massa Suspensa}$$

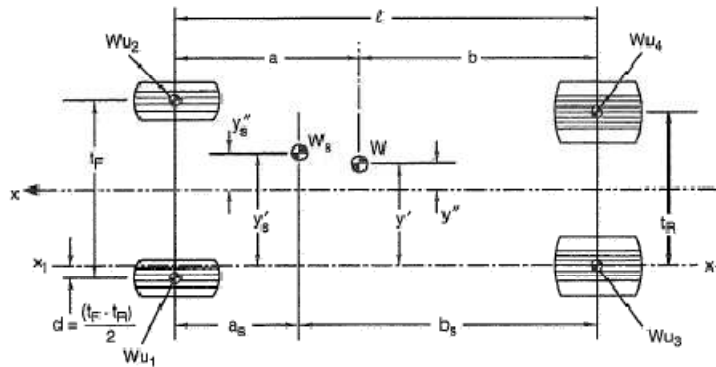


Figura 50 – Posição horizontal do centro de gravidade da massa suspensa. [1]

As massas não suspensas por eixo são

$$W_{UF} = W_{U1} + W_{U2} = \text{Massa não suspensa frente}$$

$$W_{UR} = W_{U3} + W_{U4} = \text{Massa não suspensa traseira}$$

A localização longitudinal do centro de gravidade da massa suspensa é calculada por

$$b_s = \frac{W b - W_{UF} l}{W_S}$$

e

$$a_s = l - b_s$$

Quanto à posição lateral, é encontrada calculando os momentos em torno do eixo x_I-x_I .

$$y'_s = \frac{W}{W_s} y' - \frac{W_{U4}}{W_s} t_R - \frac{W_{U2}}{W_s} (t_F - d) + \frac{W_{U1}}{W_s} d$$

e

$$y''_s = y'_s - \frac{t_R}{2}$$

Para calcular a altura do centro de gravidade da massa suspensa é necessário saber a altura do centro de gravidade do veículo, h , as massas não suspensas dos eixos da frente e de trás, W_{UF} e W_{UR} , e a altura dos seus centros de gravidade – ver Figura 51. Considera-se a altura do centro da roda uma boa aproximação da altura do centro de gravidade da massa não suspensa. A altura do centro de gravidade da massa suspensa é obtida calculando os momentos em relação ao solo.

$$h_s = \frac{W}{W_s} h - \frac{W_{UF}}{W_s} R_{LF} - \frac{W_{UR}}{W_s} R_{LR}$$

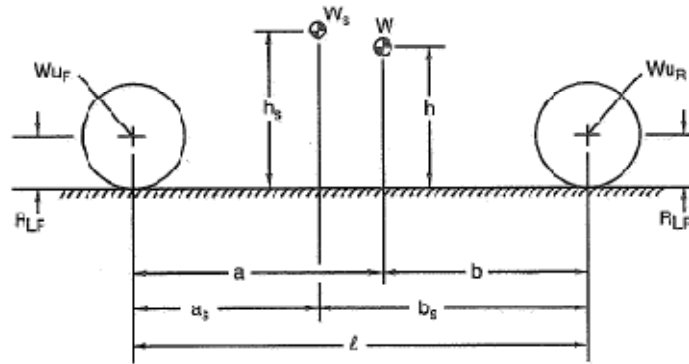


Figura 51 – Altura do centro de gravidade da massa suspensa. [1]

2.10.4 Transferência Lateral de Massa

Quando um veículo descreve uma curva desenvolve-se uma força centrífuga que se opõe à aceleração lateral produzida pelas forças geradas nos pneus. Se simplificarmos um veículo a um único eixo a descrever uma curva à direita, resultaria na situação ilustrada na Figura 52. As forças laterais produzidas pelos pneus, $S_L + S_R$, resultam na aceleração lateral, a_y (em m/s^2) ou A_Y (em g). A força centrífuga é WA_Y .

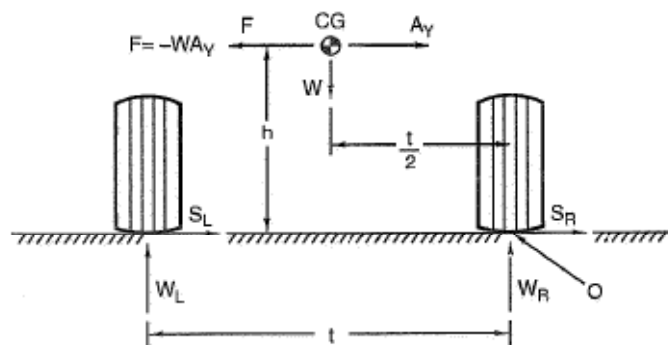


Figura 52 – Transferência lateral de massa. [1]

Calculando os momentos no ponto O , temos

$$W_L t = W \left(\frac{t}{2} \right) + W A_Y h$$

ou

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{W A_Y h}{t}$$

Como num veículo simétrico a massa sobre o lado esquerdo é $W/2$, a transferência de massa em curva é $W_L - W/2$.

$$\Delta W = W_L - W/2 = \frac{W A_Y h}{t}$$

Onde ΔW representa o incremento da carga do lado esquerdo e o decréscimo da carga do lado direito.

Expresso em fracção da massa total fica

$$LLT = \frac{A_Y h}{t}$$

onde LLT representa a transferência lateral de massa como fracção da massa total.

A distribuição da transferência lateral de massa entre o eixo da frente e de trás é uma das principais formas de controlar o equilíbrio sub/sobrevirador do veículo. Existem dois mecanismos de transferência de massa e os seus efeitos sobrepõem-se:

- Através das molas e barras estabilizadoras, em proporção à diferença de rigidez ao rolamento entre o eixo dianteiro e o traseiro.
- Aplicação directa de forças, geradas nos pneus, ao *chassis* através da suspensão, como determinado pelas alturas dos centros de rolamento.

Para o cálculo da distribuição da transferência de massa assume-se:

- Uma força lateral aplicada em qualquer ponto do eixo de rolamento não provoca rolamento da massa suspensa.
- As *roll rates* do eixo dianteiro e traseiro são medidas independentemente.
- As deflexões dos pneus são incluídas nas *roll rates*.
- O centro de gravidade e os centros do rolamento do veículo estão posicionados sobre o seu eixo central de simetria.

Para uma geometria do eixo de rolamento, Figura 53, uma aceleração lateral, A_Y , produz uma força, $F_S = -W_S A_Y$, e, em curva, um momento em torno do ponto O

$$M_S = -W_S h_2 (A_Y - \phi)$$

onde ϕ representa o ângulo de rolamento da carroçaria.

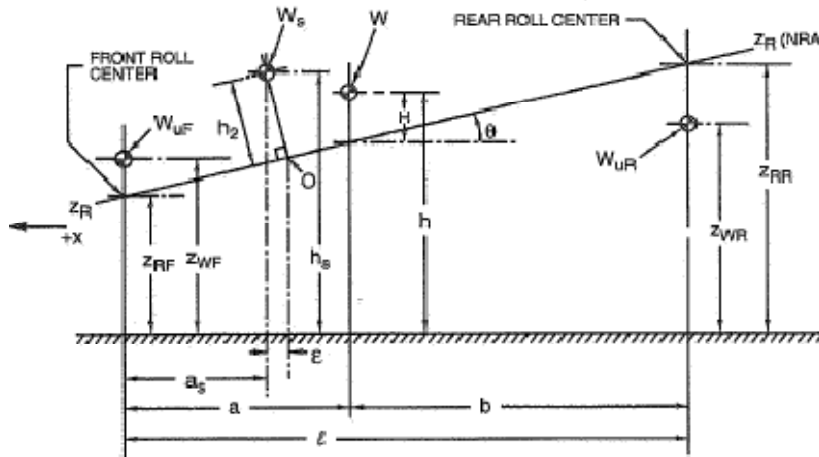


Figura 53 – Geometria para a transferência lateral de massa. [1]

O termo relativo ao rolamento é uma componente gravítica que pode ser desprezado para pequenos ângulos de rolamento. De notar que, se a aceleração é positiva (curva à direita), o momento, M_S , na massa suspensa é negativo, tal como o ângulo de rolamento, o que significa que o veículo rola para o exterior da curva.

O efeito da força F_S à altura h_s é equivalente ao da força F_S aplicada no ponto O e um momento M_S . A força F_S pode ser decomposta em duas componentes, uma para cada eixo, em proporção à massa suspensa em cada eixo. Estas componentes provocam a transferência de massa em cada eixo, independentemente das *roll rates*. O momento M_S provoca um ângulo de rolamento, ϕ , de magnitude dependente das *roll rates*, K_F e K_R .

Relacionando o momento M_S com a rigidez ao rolamento obtém-se

$$\frac{\phi}{A_Y} = \frac{-W_S h_2}{K_F + K_R - W_S h_2} = K_\phi$$

que caracteriza a sensibilidade ao rolamento para acelerações laterais em radianos por g .

Seguidamente, o momento M_S é repartido pelos eixos de acordo com a rigidez ao rolamento de cada eixo. Combinando com a força F_S previamente decomposta, confere a transferência de massa em cada eixo.

Finalmente, obtêm-se as equações para a transferência de massa no eixo dianteiro e traseiro, expressas como sensibilidades à aceleração lateral A_Y .

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W_S}{t_F} \left[\frac{h_2 K_{F'}}{K_F + K_R - W_S h_2} + \frac{l - a_S}{l} z_{RF} \right] + \frac{W_{uF}}{t_F} z_{WF}$$

$$\text{onde } K_{F'} = K_F - (l - a_S) W_S h_2 / l$$

para o eixo da frente, e expressão similar para o eixo de trás:

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W_S}{t_R} \left[\frac{h_2 K_{R'}}{K_F + K_R - W_S h_2} + \frac{a_S}{l} z_{RR} \right] + \frac{W_{uR}}{t_R} z_{WR}$$

$$\text{onde } K_{R'} = K_R - a_S W_S h_2 / l$$

As unidades destas expressões são kg/g.

No entanto, estas expressões requerem um conhecimento muito detalhado da geometria do veículo. Estas equações podem ser simplificadas se se recorrer ao centro de gravidade do veículo total e à sua altura em relação ao eixo de rolamento. Isto implica um sistema de apenas uma massa, massa total do veículo, e permite as seguintes simplificações:

$$W_{uF} \approx W_{uR} \approx 0$$

$$W_S \approx W$$

$$a_S \approx a$$

$$h_S \approx h$$

$$K_{F'} \approx K_F$$

$$K_{R'} \approx K_R$$

A componente gravítica associada ao ângulo de rolamento é desprezada.

Considerando as simplificações anteriores as equações ficam reduzidas a

$$\frac{\phi}{A_Y} = \frac{-WH}{K_F + K_R} = K_\phi$$

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \left[\frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} z_{RF} \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \left[\frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} z_{RR} \right]$$

Há dois parâmetros que caracterizam a transferência lateral de massa:

$$\text{Distribuição da Roll Rate} = \frac{K_F}{K_F + K_R}$$

e

$$\text{Distribuição da Transferência Lateral de Massa} = \frac{\Delta W_F}{\Delta W_F + \Delta W_R}$$

2.10.5 Transferência Longitudinal de Massa

Ao acelerar ou travar um veículo, a força de inércia provoca um efeito semelhante à força centrífuga em curva – ver Figura 54. A transferência de massa longitudinal em função da aceleração A_X (aceleração longitudinal expressa em g) é dada por

$$\Delta W_X = \frac{h}{l} W A_X$$

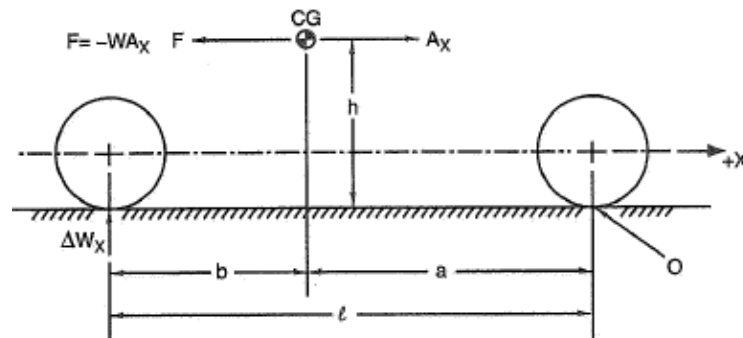


Figura 54 – Transferência longitudinal de massa – aceleração positiva. [1]

Onde ΔW_X representa o incremento de massa no eixo traseiro e o decréscimo no dianteiro, em caso de aceleração positiva, ou vice-versa no caso de aceleração negativa – travagem.

2.11 Barras Estabilizadoras

As barras estabilizadoras limitam o movimento de rolamento da carroçaria sem aumentar a *ride rate*. Permitem, desta forma, manter as molas com baixos valores de rigidez, adequados a uma boa característica de *ride*. [7]

Por norma, as barras estabilizadoras são construídas a partir de uma barra em aço ao carbono de secção circular sólida. São posicionadas transversalmente e paralelamente ao eixo das rodas de forma a abranger praticamente toda a largura da via. As pontas são dobradas para formarem braços que conectam a barra à massa não suspensa. A parte central da barra é apoiada à massa suspensa em casquilhos de borracha, posicionados junto aos braços desta. [7]

Em caso de movimento paralelo de ambas as rodas, a barra roda sobre os casquilhos permanecendo inactiva - Figura 55. (5) A barra torna-se efectiva quando uma roda se eleva mais que a outra ao passar uma irregularidade – Figura 55 (c) e (d) – ou em curva com o movimento de rolamento da carroçaria – Figura 55 (b). [7]

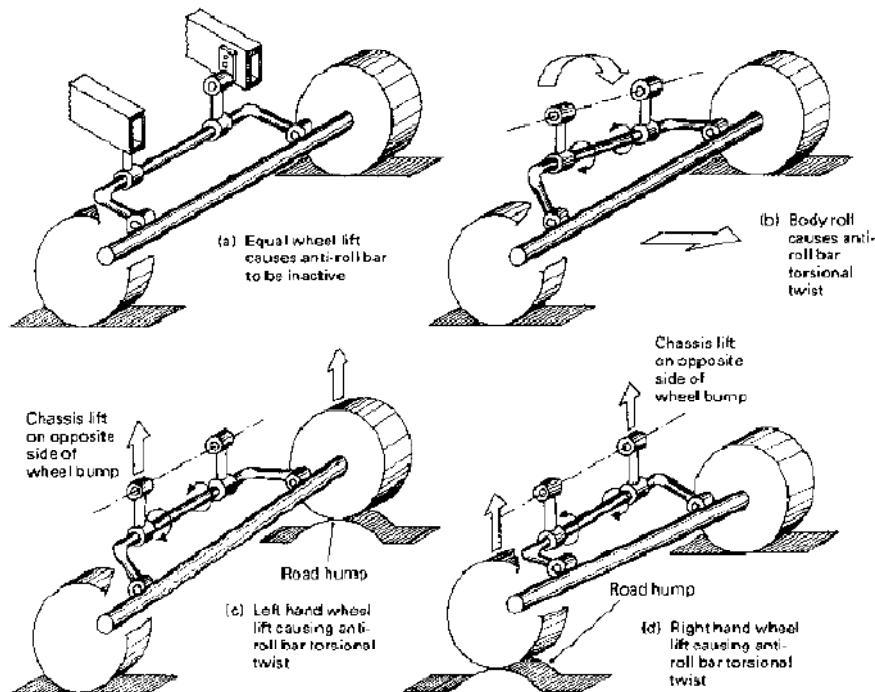


Figura 55 – Funcionamento de uma barra estabilizadora. [7]

A configuração das barras estabilizadoras e os seus pontos de ligação à suspensão são, em geral, determinadas por esboço em função do espaço disponível no veículo. O diâmetro da barra é posteriormente definido para conceder a desejada *roll rate*. [8]

O deslocamento do extremo A da barra (ver Figura 56) pode ser determinado usando o método das cargas unitárias:

$$f_A = \int \frac{Mm}{EI} ds + \int \frac{Tt}{GJ} ds$$

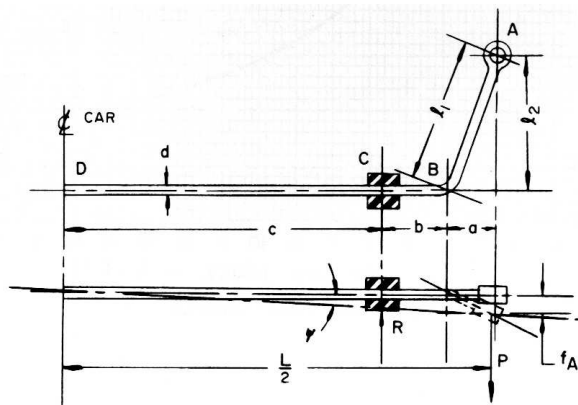


Figura 56 – Geometria da barra estabilizadora para modelo matemático. [8]

Onde M e T representam as equações dos momentos flector e de torção respectivamente. Os termos m e t são as equações dos momentos flector e de torção devido à força de um Newton a actuar no extremo A , onde se pretende calcular o deslocamento. A integração indicada deve ser executada para cada parte da barra em que M , m , T ou t sejam expressas por uma equação diferente. [8]

Aplicando o método anterior para a geometria da Figura 56, resulta:

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4l_2^2 (b+c) \right]$$

A *roll rate* de uma barra é dada por

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A}$$

Substituindo o termo f_A para a geometria da Figura 56

$$k_R = \frac{3EI L^2}{2 \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right]}$$

Onde:

- f_A , deslocamento do extremo A da barra, mm.
- P , força aplicada no extremo da barra, N.
- E , módulo de elasticidade do material da barra, MPa.
- I , momento de inércia da barra, mm^4 .
- k_R , *roll rate* da barra, Nmm/rad

Esta formula permite calcular a *roll rate* de barras com geometria semelhante à da Figura 56. No entanto, a *roll rate* diminui se a barra possuir curvas entre o ponto *C* e o centro do veículo. [8]

Quando são utilizados casquilhos em borracha, como é usual, aumenta consideravelmente a flexão o que reduz a *roll rate* da barra na fase inicial do movimento de rolamento. Em média, a característica da barra reduz entre 15% a 30% devido a esse tipo de suportes. [8]

Muitos construtores recorrem à barra estabilizadora no eixo da frente nos carros de estrada de tracção dianteira, o que permite manter o ângulo de rolamento em valores razoáveis e ao mesmo tempo conseguir um balanço ligeiramente subvirador. [4]

2.12 Amortecedores

O uso de molas para permitir o movimento vertical das rodas relativamente ao *chassis* vem do tempo dos veículos puxados por cavalos. O amortecedor foi mais tarde introduzido entre a massa suspensa e a não suspensa para suprimir as oscilações e controlar o movimento da massa suspensa devido às acelerações laterais e longitudinais.

Para o estudo dos amortecedores aplica-se a teoria do sistema massa-mola-amortecedor apresentada no capítulo 2.6.2.

Num veículo, deve-se diferenciar dois tipos de comportamento inerentes à diferença das frequências de oscilação do eixo da frente e de trás. Supondo que o veículo na sua marcha transpõe uma lomba, primeiro com as rodas da frente e seguidamente com as traseiras:

- Se a frequência do eixo dianteiro for superior ao do eixo traseiro, confere ao veículo uma *pitchy ride* – ver Figura 57. Ou seja, o automóvel tende a oscilar segundo seu movimento de *pitch*.

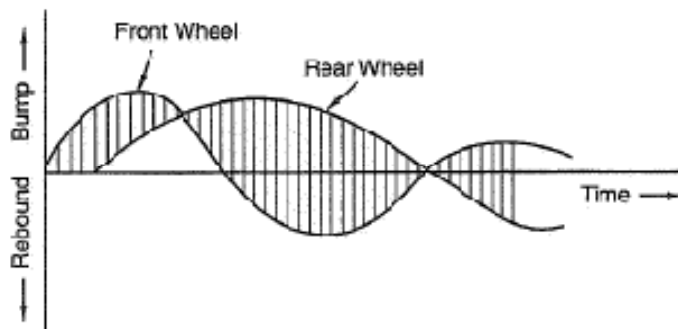


Figura 57 – Evolução do comportamento da roda dianteira e roda traseira numa *pitchy ride*. [1]

- Se a frequência do eixo traseiro for superior ao traseiro, o eixo traseiro oscilará mais rápido que o dianteiro e tenderá a ‘apanhar’ o movimento deste – ver Figura 58. Este comportamento concede uma *flat ride*.

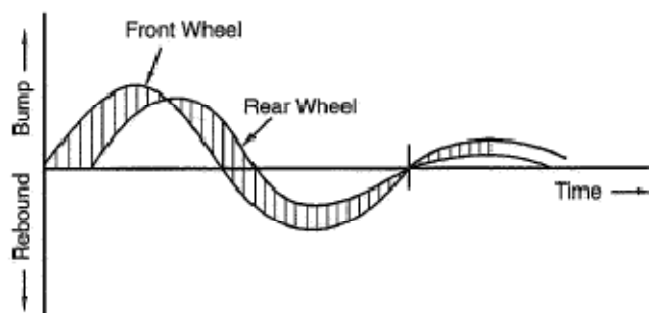


Figura 58 – Evolução do comportamento da roda dianteira e da roda traseira numa *flat ride*. [1]

Para obter uma *flat ride* num veículo com baixo coeficiente de amortecimento, é importante que a frequência das molas de suspensão traseiras seja superior à das molas dianteiras. Num

veículo com elevado amortecimento, onde as frequências de ressonância são praticamente anuladas, este requisito não é tão importante.

A característica de um amortecedor pode ser considerada tendo em conta a aceleração que este confere ao veículo quando um dos seus extremos possui uma velocidade relativa, V (em m/s).

$$g_d = 4\pi\xi\omega_n \frac{V}{g}$$

Onde:

- g_d representa a aceleração da carroçaria devido ao amortecimento em g
- ω_n é a frequência de ressonância em Hz
- g é aceleração gravítica em m/s^2

Usando um coeficiente de amortecimento de 0,25 permite estabelecer a seguinte relação, também representada graficamente (Figura 59).

$$\frac{g_d}{\omega_n} = \pi \frac{V}{g}$$

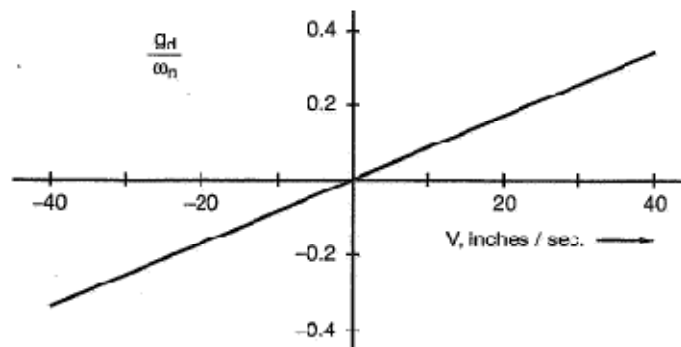


Figura 59 – Característica de um amortecedor simples. [1]

No entanto, medições realizadas em veículos demonstram que a velocidade de compressão é cerca do dobro da velocidade de expansão. Os amortecedores são construídos para responder a essa exigência, conferindo-lhes um coeficiente de amortecimento em expansão cerca de duas vezes superior ao de compressão, mantendo as forças no veículo simétricas (Figura 60).

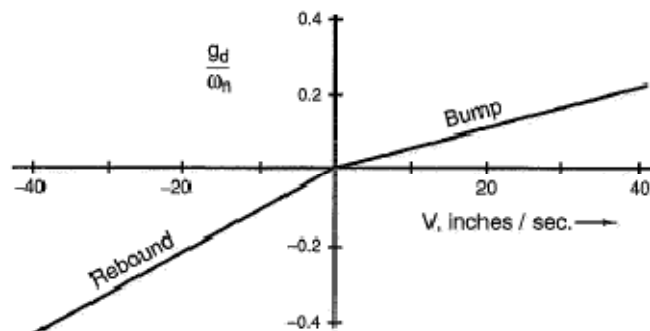


Figura 60 – Característica assimétrica de um amortecedor. [1]

Os amortecedores hidráulicos usam a pressão necessária para forçar o óleo a transpor um orifício para gerar a força de amortecimento, o que resulta numa característica parabólica em vez de linear (Figura 61). Como consequência, a aceleração imposta ao veículo tornar-se-á muito elevada para altas velocidades. Para controlar este fenómeno são incluídas válvulas de descarga para velocidades elevadas. Isto confere uma característica com uma saliência (*knee*) que provoca desconforto. A presença de uma “zona morta” (*deadband*), em torno da origem, devido ao atrito das ligações da suspensão, deteriora a *ride*, mas melhora o *handling* do veículo. Esta “zona morta” confere, na realidade, um coeficiente de amortecimento muito elevado para baixas velocidades como as que ocorrem em travagem ou em curva.

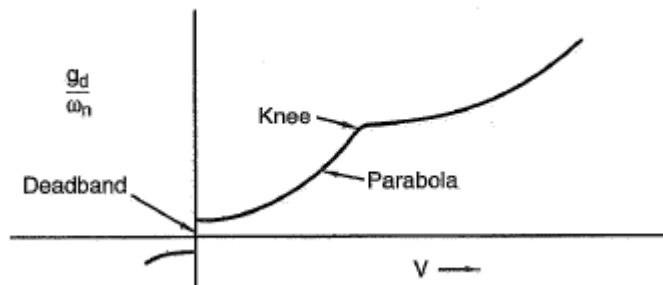


Figura 61 – Característica de um amortecedor com “zona morta” e válvula de alta velocidade. [1]

As curvas características de amortecedores são, normalmente, desenhadas com a curva de expansão reflectida para cair no mesmo quadrante da curva de compressão.

A característica de um amortecedor é, geralmente, medida impondo-lhe vários movimentos sinusoidais com a mesma amplitude mas de frequências crescentes. São, então, traçados os gráficos da força em função dos deslocamentos obtidos (Figura 62).

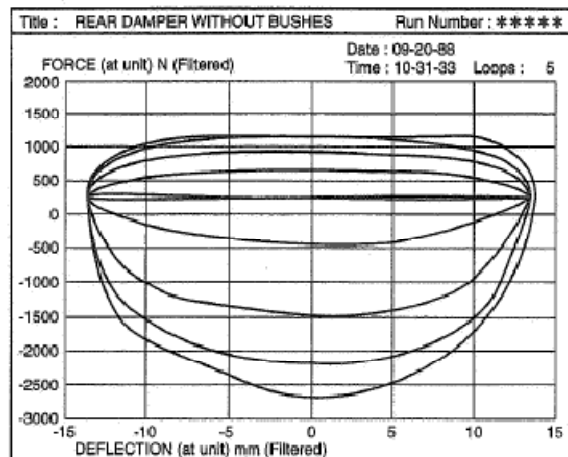


Figura 62 – Característica de um amortecedor, força em função do deslocamento para várias frequências. [1]

As correspondentes forças de compressão e expansão para cada frequência podem ser lidas do gráfico (Figura 63), permitindo construir o gráfico da característica completa do amortecedor em função da velocidade (Figura 64).

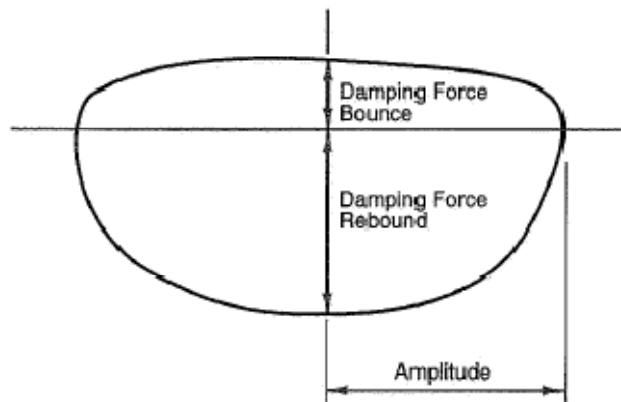


Figura 63 – Característica de um amortecedor para uma única frequência. [1]

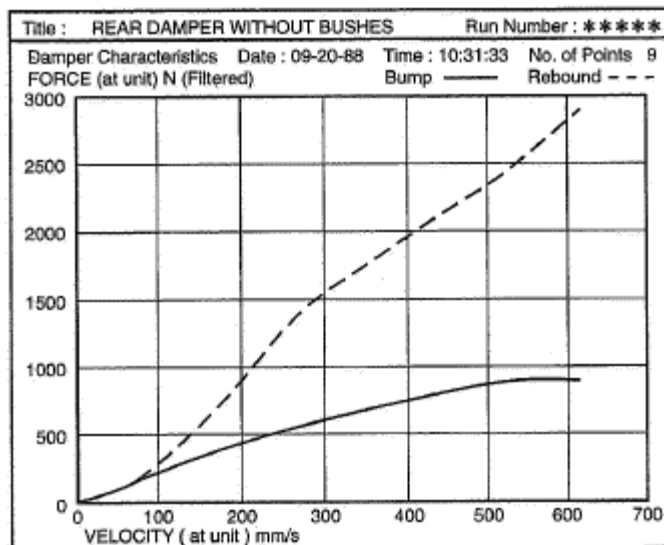


Figura 64 – Característica de um amortecedor em função da velocidade. [1]

Para aplicações desportivas, os coeficientes de amortecimento são consideravelmente mais elevados que nos carros de dia-a-dia, que rondam os 0,25. Para um controlo preciso, principalmente a altas velocidades, a oscilação do veículo é inaceitável. Um elevado coeficiente de amortecimento é também necessário para controlar o movimento das massas não suspensas, conferindo uma melhor *ride* para baixas frequências, mas um comportamento mais severo para frequências mais elevadas. No entanto, se o amortecimento for excessivo, o amortecedor tende a controlar o movimento da suspensão, sobrepondo-se ao efeito das molas.

3 Procedimentos e Testes

Neste capítulo são apresentados os procedimentos e testes desenvolvidos no contexto deste projecto. As metodologias usadas são fundamentadas na revisão bibliográfica. Os valores e dados obtidos são sumariamente apresentados em tabelas ou gráficos, sendo que versões mais detalhadas poderão, eventualmente, ser incluídas em anexo.

3.1 Análise do Regulamento Técnico

A análise do regulamento técnico, [9], é importante porque este estabelece as condições iniciais para os procedimentos realizados. Seguidamente são apresentados alguns dos pontos mais relevantes para a abordagem deste projecto. Estes pontos representam igualmente as principais alterações, relativas à *performance*, que se podem efectuar em relação ao carro de série. A versão integral do regulamento pode ser consultada no Anexo A.

Viaturas Admitidas

Nesta categoria são admitidas as viaturas da marca Fiat modelo Punto 85 (chassis ZFA 176.000 e motor 176 B9.000 – 1242 16v MPI) de três portas com caixa de cinco velocidades, rigorosamente de série.

Peso da Viatura

Em cada prova será calculado o peso médio dos pilotos que constituem a equipa, com o equipamento de segurança obrigatório. Este valor, quando adicionado ao peso do carro sem piloto, terá que ser, no mínimo (com lubrificantes, líquidos de refrigeração, sistemas de segurança incluídos e com combustível) de 900kg.

Estruturas de Segurança

É obrigatória a utilização da armação de segurança de 6 pontos fabricada por um único fornecedor.

Amortecedores

Os amortecedores têm de ser obrigatoriamente os definidos pela Comissão Organizadora.

Suspensão

As molas a utilizar têm de ser obrigatoriamente as definidas pela Comissão Organizadora. É permitido utilizar anéis de espaçamento entre o elemento de centragem e o eixo traseiro. É permitido utilizar anéis de espaçamento entre as molas traseiras e o seu alojamento superior e/ou inferior. A espessura máxima destes últimos anéis é, no alojamento inferior, de 15mm e no alojamento superior, de 8mm.

Não está autorizada a alteração das barras estabilizadoras originais nem a sua fixação. Os casquilhos das barras estabilizadoras poderão ser substituídos por casquilhos semelhantes em elastómero. Nas provas à chuva as barras estabilizadoras poderão ser removidas.

Direcção

O alinhamento da viatura é livre, sendo limitado o ângulo de *camber*, podendo este ir até ao limite máximo de 2°. É permitida a utilização de sistemas de regulação do *camber*.

Trem traseiro

Para permitir uma maior segurança do trem traseiro é permitida a utilização dos elementos de fixação definidos pela Comissão Organizadora.

Rodas Completas

As jantes a utilizar são as definidas pela Comissão Organizadora.

Pneus

Obrigatoriamente, os pneus a utilizar serão definidos pela Comissão Organizadora, na medida 195/50R15 e poderão ser pneus reconstruídos, produzidos especificamente para o Desafio Único.

Altura ao Solo

Em qualquer altura da prova, nenhuma parte da viatura pode ficar a menos de 80mm do solo. A viatura em ordem de marcha e com o Condutor a bordo tem de passar por uma bitola de 80mm x 80mm e com 800mm de comprimento. Este teste terá que ser efectuado numa superfície plana.

3.2 Análise Prévia do Veículo

Por análise prévia entende-se uma abordagem inicial, meramente visual, para a rápida identificação de alguns pontos susceptíveis de estudo e eventual melhoramento. Inicialmente, apresenta-se na Tabela 1 as características do Fiat Punto 85 16v de série fornecidas pelo construtor. De seguida procede-se à análise do Punto de troféu.

Tabela 1 – Dados do construtor sobre o Fiat Punto 16v de série.

Construtor	Fiat
Modelo	Punto 85 16v
Cilindrada do Motor	1242cc
Potência Máxima do Motor	86cv às 6000rpm
Binário Máximo do Motor	113Nm às 4500rpm
Caixa de Velocidades	5 velocidades e marcha-atrás
Eixo Motriz	Dianteiro
Suspensão Anterior	Independente, estrutura <i>MacPherson</i>
Suspensão Traseira	Independente, <i>semi-trailing arm</i>
Sistema de Direcção	Pinhão e cremalheira, assistido
Travões da Frente	Disco
Travões de Trás	Tambor
Distância Entre Eixos	2450mm
Largura de Vias Frente/Traseira	1380mm/1360mm
Medida dos Pneus	185/55 R14

O Fiat Punto apresenta uma carroçaria monobloco, como é usual nos carros da sua gama. O *chassis* é mantido no seu estado original, não sendo permitido reforçá-lo. A introdução do arco de segurança de seis pontos de fixação deverá aumentar a sua rigidez à torção. Mesmo assim, a carroçaria apresenta alguns sintomas que podem indicar fraca rigidez estrutural. Por exemplo, com o carro em cima de cavaletes, há dificuldade em abrir e fechar as portas laterais.

No eixo dianteiro, o Punto apresenta uma suspensão independente do tipo *MacPherson*, com amortecedor do tipo *coilover* com sistema de regulação da altura ao solo – ver Figura 65. Os braços inferiores conectam a uma subestrutura, *charriot*, por intermédio de dois casquilhos em borracha. A estrutura do amortecedor conecta directamente à carroçaria através de um cabeçote vulcanizado com rolamento no interior. É possível a afinação do *camber* através da ligação da estrutura do amortecedor à manga de eixo. O *caster* não é regulável.



Figura 65 – Suspensão dianteira do Fiat Punto de troféu.

Quanto ao eixo traseiro, é constituído por uma subestrutura que conecta à carroçaria, mantendo as ligações originais com sinoblocos em borracha (Figura 66). A suspensão traseira é independente do tipo *semi-trailing arm* com mola helicoidal. Devido à natureza desta, a afinação do *camber* e da convergência não são independentes e estão directamente relacionadas com a altura ao solo utilizada. A altura ao solo é ajustável através da introdução de anéis de espaçamento pela parte superior e/ou inferior da mola.

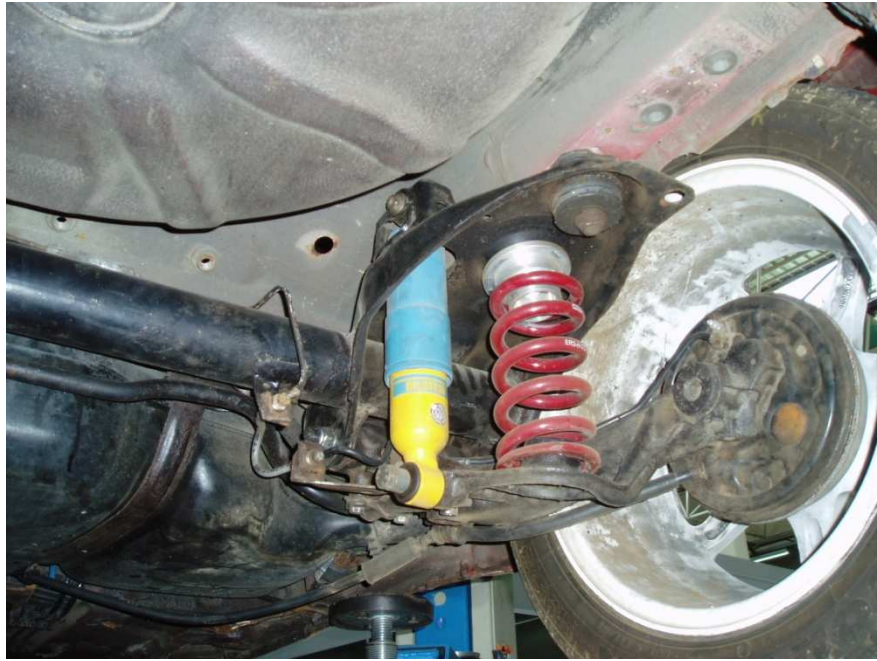


Figura 66 – Eixo traseiro do Fiat Punto de troféu.

Ambos os eixos possuem barra estabilizadora.

Apesar de derivar de uma versão desportiva do Punto, a posição do motor e caixa de velocidades é, tal como nas outras versões, muito avançada, indicando uma distribuição de massas desigual entre a frente e a traseira – ver Figura 67. O comportamento dinâmico sairá bastante prejudicado com esta distribuição de massas.



Figura 67 – Posicionamento do motor.

O diferencial sem qualquer tipo de bloqueio cria a necessidade de ter as duas rodas da frente em contacto permanente com o solo, sob o risco de se perder toda a potência do motor pela roda que se encontra no ar.

3.3 Levantamento Geométrico

O levantamento geométrico é uma tarefa de difícil realização, dado que alguns pontos são de difícil acesso. Algumas medições têm de ser efectuadas com o carro em ordem de marcha e a reduzida altura ao solo coloca bastantes dificuldades. As medições mais simples de realizar são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Levantamento geométrico Punto troféu.

Distância Entre Eixos (Figura 68)	2450mm
Largura da Via da Frente (Figura 69)	1400mm
Largura da Via Traseira (Figura 70)	1380mm
Dimensões Pneus	195/55R15



Figura 68 – Distância entre eixos.



Figura 69 – Largura da via da frente.



Figura 70 – Largura da via traseira.

Seguidamente, são apresentados outros procedimentos que mereceram um maior destaque pela complexidade inerente e por serem mais passíveis de alteração. A complexidade do levantamento geométrico deve-se à interdependência entre as várias medidas e/ou elementos a referenciar.

3.3.1 Altura ao solo

A altura ao solo foi medida, em todas as situações, com o carro assente sobre as quatro rodas numa superfície plana, em ordem de marcha, com as rodas direccionais a direito. No eixo da frente, a altura foi medida ao centro da articulação anterior do braço de suspensão (Figura 71) e no eixo traseiro, ao centro da articulação do braço de suspensão (Figura 72). Os valores apresentados são uma média entre as alturas medidas do lado esquerdo e direito do carro.



Figura 71 – Altura ao solo no eixo dianteiro.



Figura 72 – Altura ao solo no eixo traseiro.

As alturas medidas num Fiat Punto de série que utiliza pneus 185/55 R14 são as apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Altura ao solo Fiat Punto de série.

	Frente	Traseira
Altura ao solo	215mm	265mm

Com o carro preparado para o troféu, sem anéis de espaçamento na suspensão traseira, e com uma altura da frente com valores tipicamente utilizados em pista são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Altura ao solo Fiat Punto de troféu.

	Frente	Traseira
Altura ao solo	185mm	230mm

A eventual aplicação simultânea dos dois anéis de espaçamento, de 8mm e 15mm, na mola do eixo traseiro, prevista pelo regulamento do troféu, resultaria num acréscimo de 29,4 mm na altura ao solo da traseira do veículo – Tabela 5.

Tabela 5 – Altura ao solo Fiat Punto de troféu com anéis de espaçamento nas molas traseiras.

	Frente	Traseira
Altura ao solo	185mm	259,4mm

Para que o funcionamento da suspensão traseira em rolamento não introduza subviragem ou sobreviragem, devido à diferença entre a distância entre eixos do lado esquerdo e direito (ver capítulo 2.8.3), a altura ao solo deverá ser tal que o braço de suspensão, na posição de repouso do veículo, seja paralelo ao solo. Para cumprir esse requisito a altura ao solo do eixo traseiro terá que se situar entre os 280 e os 290mm, para um pneu 195/50R15.

3.3.2 Centros Instantâneos e Centros de Rolamento

A determinação dos centros instantâneos e dos centros de rolamento foi realizada para a posição de repouso do veículo. Para o seu cálculo foi necessário efectuar os seguintes levantamentos geométricos com o carro assente sobre as quatro rodas numa superfície plana e em ordem de marcha:

-Para o eixo dianteiro:

- Pontos de ancoragem do braço de suspensão ao *charriot* – Figura 73 A.
- Ponto de ancoragem do braço de suspensão à manga de eixo – Figura 73 B.
- Ponto de ancoragem da estrutura do amortecedor à carroçaria – Figura 73 C.
- Posicionamento da estrutura do amortecedor da relativamente ao eixo vertical.
- Altura ao solo no eixo dianteiro.
- Largura da via dianteira.



Figura 73 – Levantamento geométrico eixo da frente.

-Para o eixo traseiro:

- Pontos de ancoragem do braço de suspensão traseiro ao *charriot* (Figura 74).
- Distância do ponto de ancoragem do braço de suspensão traseiro ao centro da roda.
- Raio do pneu traseiro carregado.
- Altura ao solo no eixo traseiro.
- Largura da via traseira.



Figura 74 – Pontos de ancoragem do braço de suspensão traseiro.

Após o levantamento geométrico, recorreu-se ao *software* AutoCAD® para desenhar a geometria e determinar os centros instantâneos e de rolamento. Este procedimento foi realizado para as alturas ao solo tipicamente utilizadas no troféu e para o caso de aplicação dos anéis de espaçamento nas molas traseiras.

As Figura 75 e Figura 76, demonstram o procedimento realizado em AutoCAD®. No caso da Figura 75 relativa à geometria do eixo dianteiro, o desenho não se encontra completo devido ao excessivo comprimento dos braços imaginários. As alturas dos centros de rolamento e as taxas de variação de *camber* por milímetro de deslocamento vertical da roda são apresentadas na Tabela 6.

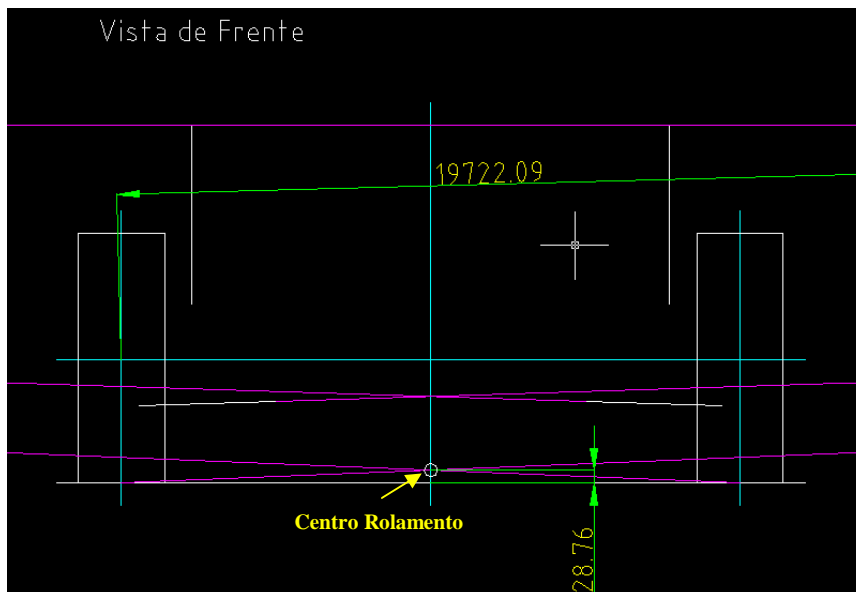


Figura 75 – Geometria da suspensão dianteira Fiat Punto com altura ao solo de 185mm.

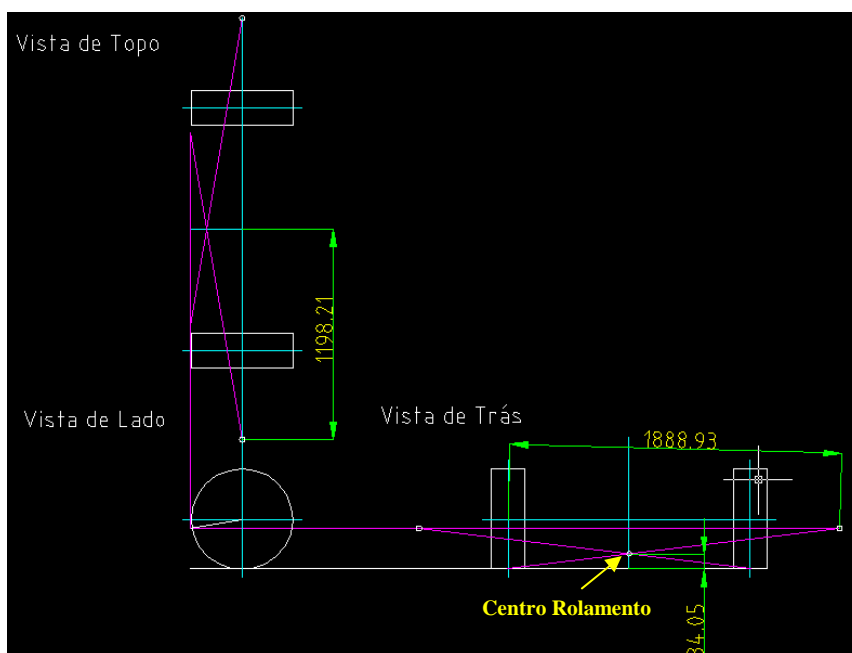


Figura 76 – Geometria eixo traseiro Fiat Punto com altura ao solo de 230mm.

Tabela 6 – Altura dos centros de rolamento e taxas de variação de *camber*.

	Frente	Traseira a 230mm	Traseira a 259,4 mm
Altura do Centro de Rolamento	28,76mm	84,05mm	93,71mm
Comprimento do Braço Imaginário	19722,09mm	1888.93mm	1910,14
Taxa de Variação de <i>Camber</i>	0,003°/mm	0,03°/mm	0,03°/mm

3.3.3 Eixo de Direcção

Para determinar a geometria do eixo de direcção são necessárias as posições do ponto central do rolamento do cabeçote de apoio do amortecedor dianteiro (ponto C da Figura 73) e da rótula de ligação do braço inferior à manga de eixo (ponto B da Figura 73). Recorreu-se ao software AutoCAD® para desenhar a geometria e obter os ângulos de *caster* e da *kingpin inclination* e outras características inerentes. A geometria foi estudada na posição de repouso do veículo. Foram ensaiadas várias condições, sempre com a altura ao solo da frente, de 185mm:

- Sem qualquer alteração na geometria da suspensão original.
- Com alteração da geometria da suspensão para aumentar o ângulo de *caster*.

A forma mais simples para proceder à alteração dos ângulos de *caster* e da *kingpin inclination* será através da alteração do cabeçote de apoio superior da estrutura do amortecedor. No entanto, o espaço concedido pela geometria da carroçaria na torre de suspensão é limitado, sobretudo para aumentar o valor de *caster* – ver Figura 77.

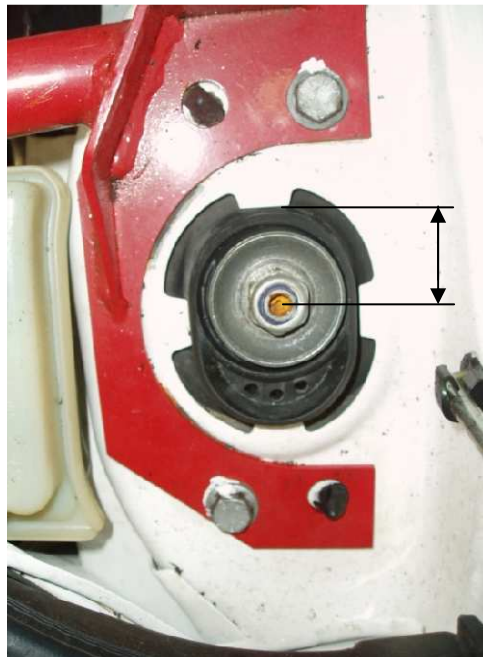


Figura 77 – Torre de apoio do amortecedor da frente.

Com o intuito de aumentar o efeito benéfico do ângulo de *caster* no *camber* das rodas (ver capítulo 2.8.1) e tendo em conta as questões de atravancamento (encontra-se assinalado na Figura 77 o espaço disponível para aumentar o ângulo de *caster*), estudou-se a geometria do eixo de direcção recuando longitudinalmente o seu ponto superior dez milímetros.

Nas Figura 78 e Figura 79 é possível observar o desenho em AutoCAD® da geometria do eixo de direcção sem modificações, recta a vermelho. Os valores característicos do eixo de direcção para as duas situações ensaiadas vêm apresentados na Tabela 7.



Figura 78 – Eixo de direcção vista lateral.

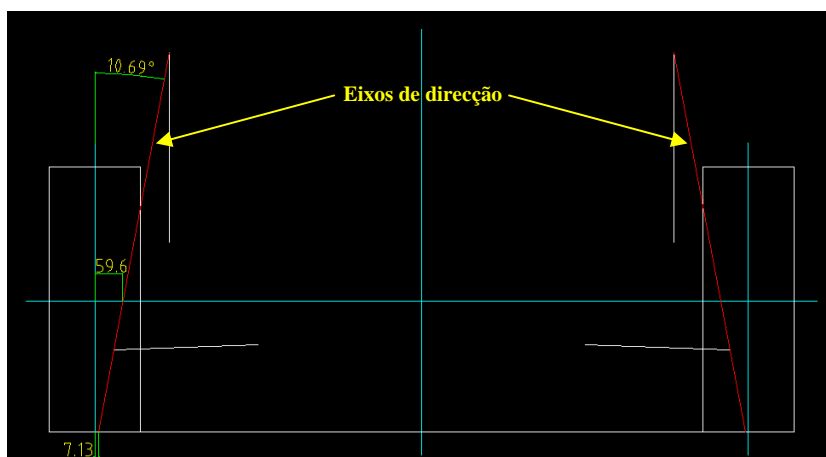


Figura 79 – Eixo de direcção vista frontal

Tabela 7 – Características do eixo de direcção original e com aumento de *caster*.

	Original	+ <i>Caster</i>
Ângulo de <i>Caster</i>	+4,5°	+5,29°
<i>Trail</i> Mecânico	+13,54mm	+14,71mm
Ângulo da <i>Kingpin Inclination</i>	+10,69°	+10,69°
<i>Spindle Length</i>	+59,6mm	+59,6mm
Raio de <i>Scrub</i>	+7,13mm	+7,13mm

De seguida foi estudada a influência dos ângulos de *caster* e da *kingpin inclination* no *camber* das rodas. Aplicando algumas relações trigonométricas foi possível definir a variação do ângulo de *camber* em função do ângulo de direcção das rodas.

$$\Delta\text{Camber} = KPI[1 - \cos(\text{Direcção})] - \text{Caster}[\sin(\text{Direcção})], [10]$$

Com esta fórmula obtêm-se as curvas de variação do *camber* em função do ângulo de direcção. Por questões de simplificação, considerou-se que o sistema de direcção funciona segundo o princípio de paralelismo (ver capítulo 2.8.2). No gráfico da Figura 80 pode-se observar a variação de *camber* para o veículo em estudo.

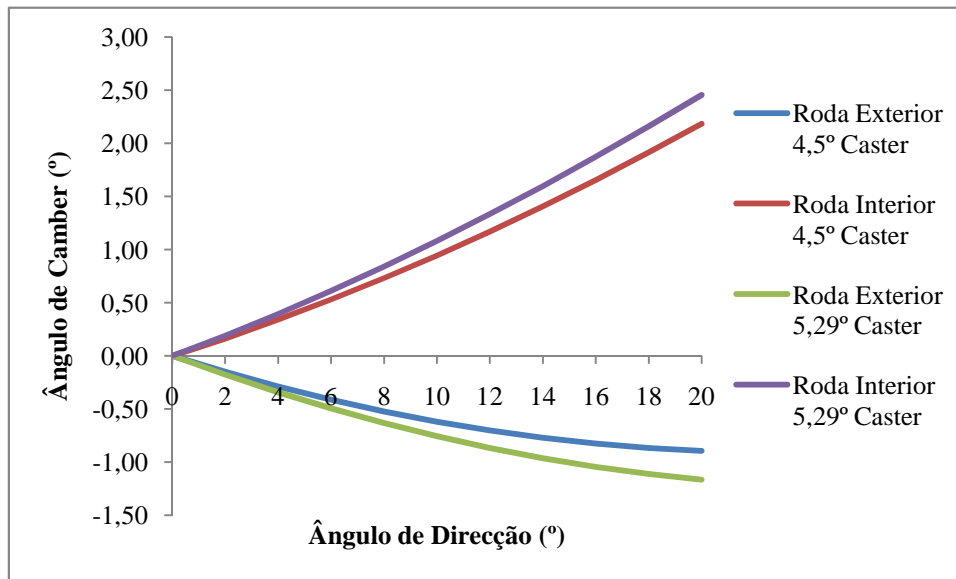


Figura 80 – Variação de *camber* em função do ângulo de direcção.

Se à variação obtida se adicionar o valor de *camber* estático, obtém-se o ângulo de *camber* da roda em função do ângulo de direcção. No gráfico da Figura 81 é possível observar a evolução dos valores de *camber* para as diversas situações ensaiadas impondo um *camber* estático de -2°, valor máximo imposto pelos regulamentos técnicos.

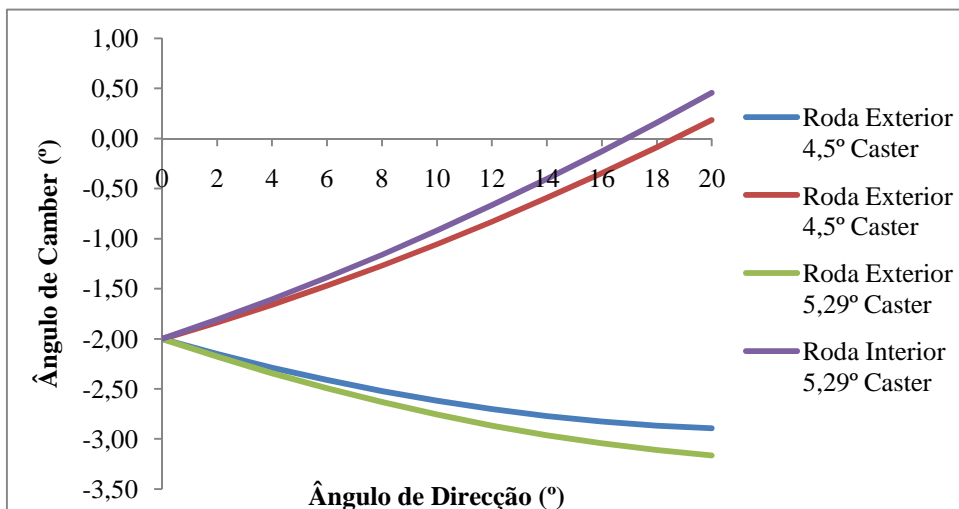


Figura 81 – Valor de *camber* em função da direcção.

3.4 Distribuição de Massa

Para a determinação da distribuição de massa do veículo, recorreu-se a quatro balanças individuais, uma para cada roda, dispostas sobre uma superfície plana. O veículo foi colocado sobre as balanças com o recurso de rampas construídas para o efeito. Foram então registadas as massas por roda para diferentes condições e calculados os respectivos posicionamentos horizontais do centro de gravidade do veículo. O objectivo destas medições consiste em determinar a influência de vários factores na distribuição de massa do veículo:

- Alterações impostas para a preparação do veículo para o troféu
- Influência do piloto e do seu posicionamento
- Influência da quantidade de combustível

Para o efeito, foram realizadas diversas medições com as seguintes condições:

- Punto de série de volante à direita, sem piloto e sem gasolina
- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, sem piloto e sem gasolina
- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, com piloto de 73kg a bordo com o banco o máximo chegado à frente e sem gasolina
- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, com piloto de 73kg a bordo com o banco o máximo chegado atrás e sem gasolina
- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, sem piloto e com 15l de combustível

Os valores das distribuições de massa registados são apresentados no Anexo B.

3.4.1 Massas Suspensas e Não Suspensas

A determinação das massas não suspensas foi realizada colocando o carro no elevador com os garfos deste a elevarem o veículo pela carroçaria. Retiradas as molas de suspensão, fez-se então descer o carro até as rodas ficarem assentes em quatro balanças individuais, uma por roda. Ou seja, a massa suspensa assenta sobre a estrutura do elevador e a massa não suspensa sobre as balanças. Os valores obtidos nas balanças estão indicados na Tabela 8.

Tabela 8 – Massa não suspensa.

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	26kg		26 kg		52kg	44,07%
Traseira	33kg		33 kg		66kg	55,93%
Totais	59kg	50%	59kg	50%	118kg	100%

Para determinar a massa suspensa basta subtrair à massa total do veículo a sua massa não suspensa. Esse cálculo foi efectuado para o Punto de competição de volante à esquerda, com piloto de 73kg a bordo e sem combustível, Tabela 9. Foi igualmente determinado o posicionamento horizontal do centro de gravidade da massa suspensa, Tabela 10.

Tabela 9 – Massa suspensa.

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	280kg		257kg		537kg	68,41%
Traseira	139kg		109kg		248kg	31,59%
Totais	419kg	53,38%	366 kg	46,62%	785kg	100%

Tabela 10 – Posição do centro de gravidade da massa suspensa.

Distância do CG ao Eixo da Frente (a_s)	774,01mm
Distância do CG ao Eixo de Trás (b_s)	1675,99mm
Posicionamento Lateral do CG (y_s'')	-46,88mm

3.4.2 Altura do Centro de Gravidade

A altura do centro de gravidade do veículo foi determinada através da metodologia definida na bibliografia (capítulo 2.10.2). No entanto, essa metodologia foi ligeiramente adaptada. A alteração resultou do facto do veículo em estudo apresentar cerca de dois terços do seu peso sobre o eixo da frente e, por este motivo, não faria sentido elevar o eixo traseiro, como proposto na metodologia referida. Ao elevarmos o eixo da frente, provocamos uma transferência de massa mais significativa, o que faz aumentar a precisão dos valores obtidos (Figura 82).



Figura 82 – Procedimento para determinar a altura do centro de gravidade do veículo.

O veículo utilizado possui volante à esquerda e encontra-se devidamente preparado para a competição. Foram ensaiadas duas situações distintas: com e sem piloto a bordo. Ambas as medições foram realizadas sem combustível no veículo

Para o cálculo da altura do centro de gravidade da massa suspensa considera-se, por questões de simplificação, que a altura do centro de gravidade da massa não suspensa se situa à cota do centro da roda.

Os valores obtidos são indicados na Tabela 11.

Tabela 11 – Altura do centro de gravidade do veículo sem combustível sem e com piloto.

	Sem Piloto	Com Piloto de 73kg
Altura de Elevação da Frente	500mm	500mm
Ângulo Formado com a Horizontal	11,776°	11,776°
Entre Eixos	2450mm	2450mm
Massa Total do Veículo	830kg	903kg
Distância do CG ao Eixo da Frente	826,51mm	851,94mm
Raio da Roda Carregada	285mm	284mm
Massa no Eixo de Trás com a Frente Elevada	299kg	334kg
Altura CG	554,03mm	544,30mm
Altura CG Massa Suspensa	583,14mm	579,26mm

Na Figura 83 é possível observar o posicionamento aproximado do centro de gravidade do veículo na vista lateral.

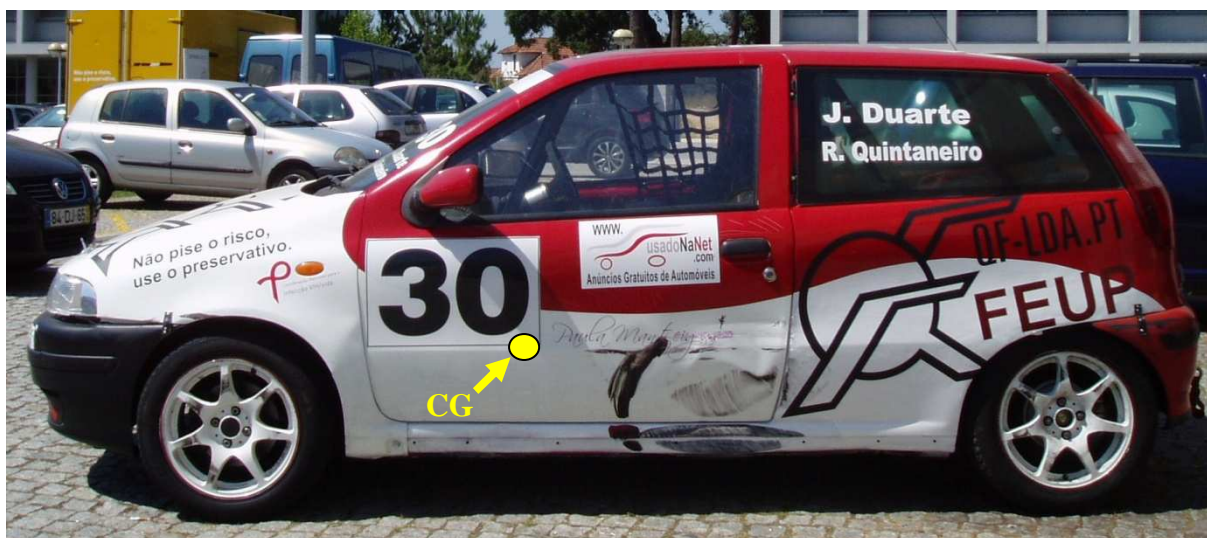


Figura 83 – Posicionamento aproximado do centro de gravidade (CG) do veículo na vista lateral.

3.5 Características de *Ride* e de *Roll*

Neste subcapítulo, apresentam-se várias soluções de molas de suspensão e barras estabilizadoras e as consequentes características de *ride* e de *roll*. A análise foi realizada com base no método apresentado na revisão bibliográfica (capítulo 2.9.3). No entanto, neste caso, dispomos de uma solução inicial e pretendemos obter as características do comportamento dinâmico inerente. Para cada solução foi simulada a transferência lateral de massa em curva, com aceleração lateral de 0,8g. Todo o processo de cálculo foi sistematizado utilizando o *software* Microsoft Excel[®].

Em termos de distribuição de massa foram usados, como referência, os valores obtidos no Fiat Punto de volante à esquerda, preparado para o troféu, com piloto a bordo de 73kg, mas sem combustível. Esta será uma configuração aproximada da utilizada durante as provas, ou seja, muito perto do peso limite de 900kg e com o mínimo de combustível necessário para completar os treinos ou a corrida. No entanto, como a distribuição de massa varia de carro para carro, a massa por cada roda foi considerada como a média da massa no eixo à qual esta pertence.

Foram calculadas as características para quatro soluções distintas, apresentadas individualmente nos subcapítulos seguintes.

3.5.1 Solução Instalada

As molas utilizadas no troféu são da marca Eibach com as características apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Características das molas de suspensão.

	Frente	Traseira
Rigidez	50N/mm	120N/mm
Comprimento Livre	200mm	170mm

Em termos de barras estabilizadoras, foram mantidas as barras de origem – Figura 84 e Figura 85.



Figura 84 – Barra estabilizadora dianteira.



Figura 85 – Barra estabilizadora traseira.

As características das barras estabilizadoras foram estimadas através do modelo matemático apresentado na revisão bibliográfica (capítulo 2.11). Para permitir o uso desse modelo foi

necessário aproximar a geometria da barra estabilizadora a uma forma compatível. Por esse motivo, o valor de rigidez das barras obtido foi reduzido em 15%. Devido à presença de elementos elásticos nas ligações da barra estabilizadora dianteira, multiplicou-se a rigidez da barra por um factor de correcção de 0,8. As características das barras são apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13 – Características das barras estabilizadoras.

	Frente	Traseira
Módulo de Elasticidade	210GPa	210GPa
Comprimento da Barra	1150mm	930mm
Diâmetro da Barra	19mm	17mm
Rigidez da Barra	311Nm/°	36Nm/°
Alavancagem	0,726	1
Factor Correção Geometria	0,85	0,85
Factor Elementos Elásticos	0,8	1
Rigidez ao Rolamento	165Nm/°	70Nm/°

Determinada a rigidez das molas e das barras estabilizadoras, procedeu-se à análise das características que estas conferem ao veículo em termos de *ride* (Tabela 14), de *roll* (Tabela 15), transferência de massa (Tabela 16) e simulação do comportamento em curva (Tabela 17).

Tabela 14 – Características de *ride* da solução instalada.

	Frente	Traseira
<i>Spring Rate</i>	50 000N/m	120 000N/m
<i>Installation Ratio</i>	1	0,7833
<i>Wheel Center Rate</i>	50 000N/m	73 627N/m
<i>Tire Rate</i>	200 000N/m	200 000N/m
<i>Ride Rate</i>	40 000N/m	53 816N/m
Massa Suspensa (média por roda)	268,5kg	124kg
Frequência Natural	1,943Hz	3,316Hz

Tabela 15 – Características de rolamento da solução instalada.

	Frente	Traseira
Rigidez ao Rolamento das Molas	684Nm/°	894Nm/°
Rigidez ao Rolamento dos Pneus	3421Nm/°	3324Nm/°
Rigidez ao Rolamento das Estabilizadoras	165Nm/°	70Nm/°
Rigidez ao Rolamento Total	1020Nm/°	1294Nm/°
Total	2314Nm/°	
Distribuição	44,09%	55,91%
Braço do Momento de Rolamento	536mm	
Momento de Rolamento	4131Nm/g	
Gradiente de Rolamento	1,785°/g	

Tabela 16 – Transferências de massa na solução instalada.

	Frente	Traseira
Transferência Massa Suspensa	108N/g	148N/g
Transferência Massa Não Suspensa	104N/g	134N/g
Transferência Elástica	1301N/g	1674N/g
Transferência Total	1514N/g	1956N/g
Distribuição	43,62%	56,38%

Tabela 17 – Simulação do comportamento dinâmico da solução instalada.

	Exterior	Interior
Frente	418kg	171kg
Traseira	317kg	-3kg

3.5.2 Remoção da Barra Estabilizadora Anterior

Como o carro apresenta cerca de dois terços do peso distribuído pelo eixo da frente e tracção dianteira, a sua tendência subviradora é demasiadamente acentuada para um bom comportamento em pista. Uma das soluções que se propõe testar é, portanto, remover a barra estabilizadora da frente. Com a remoção desta, pretende-se:

- Reduzir a tendência subviradora, diminuindo a transferência de massa no eixo dianteiro;
- Melhorar a tracção, visto que a roda interior dianteira passa a estar mais carregada;
- Aumentar ligeiramente o ângulo de rolamento, o que torna o comportamento do carro mais previsível.

As características de *roll*, as transferências de massa e o comportamento em curva são apresentados na Tabela 18, Tabela 19 e Tabela 20 respectivamente.

Tabela 18 – Características de rolamento sem barra estabilizadora da frente.

	Frente	Traseira
Rigidez ao Rolamento das Molas	684Nm/°	894Nm/°
Rigidez ao Rolamento dos Pneus	3421Nm/°	3324Nm/°
Rigidez ao Rolamento das Estabilizadoras	0Nm/°	70Nm/°
Rigidez ao Rolamento Total	855Nm/°	1294Nm/°
Total	2149Nm/°	
Distribuição	39,80%	60,20%
Gradiente de Rolamento	1,923°/g	

Tabela 19 – Transferências de massa sem barra estabilizadora da frente.

	Frente	Traseira
Transferência Massa Suspensa	108N/g	148N/g
Transferência Massa Não Suspensa	104N/g	134N/g
Transferência Elástica	1174N/g	1802N/g
Transferência Total	1387N/g	2085N/g
Distribuição	39,95%	60,05%

Tabela 20 – Simulação do comportamento dinâmico sem barra estabilizadora da frente.

	Exterior	Interior
Frente	408kg	181kg
Traseira	327kg	-13kg

3.5.3 Remoção das Barras Estabilizadoras

Uma das soluções previstas pelo regulamento, em caso de chuva, é a remoção das barras estabilizadoras. É esperado que o comportamento não seja muito diferente da solução anterior (capítulo 3.5.2) devido à baixa rigidez da barra traseira.

As características de *roll*, as transferências de massa e o comportamento em curva são apresentados na Tabela 21, Tabela 22 e Tabela 23 respectivamente.

Tabela 21 – Características de rolamento sem barras estabilizadoras.

	Frente	Traseira
Rigidez ao Rolamento das Molas	684Nm/°	894Nm/°
Rigidez ao Rolamento dos Pneus	3421Nm/°	3324Nm/°
Rigidez ao Rolamento das Estabilizadoras	0Nm/°	0Nm/°
Rigidez ao Rolamento Total	855Nm/°	1224Nm/°
Total	2079Nm/°	
Distribuição	41,14%	58,86%
Gradiente de Rolamento	1,987°/g	

Tabela 22 – Transferências de massa sem barras estabilizadoras.

	Frente	Traseira
Transferência Massa Suspensa	108N/g	148N/g
Transferência Massa Não Suspensa	104N/g	134N/g
Transferência Elástica	1214N/g	1762N/g
Transferência Total	1427N/g	2045N/g
Distribuição	41,10%	58,90%

Tabela 23 – Simulação do comportamento dinâmico sem barras estabilizadoras.

	Exterior	Interior
Frente	411kg	178kg
Traseira	324kg	-10kg

3.5.4 Traseira Elevada

Nesta solução, as molas e as barras estabilizadoras são as determinadas no regulamento. No entanto, procede-se à colocação simultânea dos anéis de espaçamento, de 8 e 15mm, nas molas traseiras, o que provoca a alteração do centro de rolamento do eixo traseiro. O objectivo é estudar o impacto dessa modificação, sendo esperado que aumente ligeiramente a transferência de massa na traseira, reduzindo tenuemente o efeito subvirador.

As características de *roll*, as transferências de massa e o comportamento em curva são apresentados na Tabela 24, Tabela 25 e Tabela 26 respectivamente.

Tabela 24 – Características de rolamento com a traseira elevada.

	Frente	Traseira
Rigidez ao Rolamento das Molas	684Nm/°	894Nm/°
Rigidez ao Rolamento dos Pneus	3421Nm/°	3324Nm/°
Rigidez ao Rolamento das Estabilizadoras	165Nm/°	70Nm/°
Rigidez ao Rolamento Total	1020Nm/°	1294Nm/°
Total	2314Nm/°	
Distribuição	44,09%	55,91%
Braço do Momento de Rolamento	533mm	
Momento de Rolamento	4108Nm/g	
Gradiente de Rolamento	1,775°/g	

Tabela 25 – Transferências de massa com a traseira elevada.

	Frente	Traseira
Transferência Massa Suspensa	108N/g	165N/g
Transferência Massa Não Suspensa	104N/g	134N/g
Transferência Elástica	1294N/g	1664N/g
Transferência Total	1506N/g	1964N/g
Distribuição	43,41%	56,59%

Tabela 26 – Simulação do comportamento dinâmico com a traseira elevada.

	Exterior	Interior
Frente	417kg	172kg
Traseira	317kg	-3kg

3.6 Pneus

Com vista à melhoria da *performance*, foram testadas algumas soluções de pneus diferentes da usada na época de 2009.

A Recauchutagem Nortenha, fornecedora de pneus do Desafio Único, apresentou numa primeira fase, três pneus com tipos de misturas de borracha diferentes. Posteriormente, e já com a mistura para 2010 escolhida, experimentou-se uma carcaça de pneu alternativa.

Os pneus utilizados no Desafio Único são reciclados, reutilizando carcaças de outros construtores.

3.6.1 Misturas de Borracha

Os pneus com diferentes misturas de borracha foram sujeitos a testes em pista. Para os comparar, estabeleceu-se como objectivos, determinar para cada tipo de pneu:

- a rapidez
- a consistência dos tempos realizados
- o desgaste
- o *feedback* transmitido ao piloto

Foi estabelecido que seriam realizadas pequenas séries de voltas, cerca de cinco voltas, para permitir uma recolha sistemática de dados.

Os dados recolhidos foram:

- Condições da pista e atmosféricas
- Alinhamentos do veículo
- Tempos por volta
- Temperaturas ao longo da superfície dos pneus ao fim de cada série de voltas
- Pressão de ar dos pneus ao fim de cada série de voltas
- Observação do desgaste dos pneus
- Comentários dos pilotos

Os tempos por volta são contabilizados sempre que o veículo percorre uma volta completa ao circuito sem passar pela via das boxes.

A recolha das temperaturas ao longo da superfície é medida, com recurso a um pirómetro, em três pontos da superfície do pneu: junto à parede interior, no centro e junto à parede exterior. Este processo deve ser realizado de forma sistemática e célere, logo após o veículo se imobilizar. É também importante que o piloto não abrande na volta de regresso à box, sob o risco de arrefecer os pneus.

Os responsáveis técnicos da Recauchutagem Nortenha foram responsáveis pela análise do desgaste dos pneus.

O plano de trabalhos foi distribuído por duas sessões de testes, ambas realizadas no Circuito Vasco Sameiro, em Braga.

3.6.1.1 Primeira Sessão de Testes em Pista

A primeira sessão de testes teve lugar durante a tarde do dia 1 de Abril de 2010, com os pilotos Tiago Martinho e João Duarte. Em termos de condições climatéricas o céu apresentava-se limpo e verificava-se vento ligeiro no sentido contrário à recta da meta. Em relação à pista, esta apresentava-se seca com algumas zonas húmidas, secando gradualmente ao longo da tarde.

A sessão de testes decorreu sem problemas relevantes, permitindo rodar toda a tarde, sem grandes paragens. Ambos os pilotos possuem bastante experiência e rodaram consistentemente e em tempos por volta idênticos.

Os alinhamentos utilizados no eixo dianteiro foram: -2° de *camber* e $-15''$ de convergência.

No eixo dianteiro, a pressão de ar inicial a frio foi ajustada em 2,3bar. No eixo traseiro ajustou-se em 2,6bar. Ao longo da sessão, a pressão a quente dos pneus traseiros estabilizou nos 2,8bar. Nos pneus dianteiros do tipo B foram feitos constantes reajustes, dado o significativo aumento da pressão a quente.

Iniciou-se a sessão com quatro pneus novos do tipo A. Os pneus rodaram um total de 33 voltas sem apresentar qualquer problema e com um desgaste uniforme e gradual, excepto na parte de fora da roda direita, que é muito solicitada nesta pista. O tempo mais rápido foi realizado na 32.^a volta, em 1:44,00. Não foram feitos comentários relevantes por parte dos pilotos.

Seguidamente, montaram-se dois pneus do tipo B no eixo da frente, mantendo os do tipo A atrás. Esta solução apenas foi utilizada por falta de recursos para montar quatro pneus do tipo B. No entanto, os pneus no eixo traseiro são pouco solicitados comparativamente com os da frente, como se pode verificar pela análise das temperaturas da superfície e do desgaste. Este conjunto rodou um total de 22 voltas, apresentando um perfil de desgaste idêntico ao pneu do tipo A. A volta mais rápida registou-se à passagem da 21.^a volta, em 1:42,82. Ambos os pilotos se mostraram muito agradados com a superior aderência deste pneu.

O registo de dados completo encontra-se no Anexo C.

3.6.1.2 Segunda Sessão de Testes em Pista

Esta segunda sessão de testes realizada na manhã do dia 8 de Abril de 2010, foi levada a cabo com a colaboração da P&B Racing, com os pilotos António Pereira e Filipe Carvalho. As condições climatéricas apresentavam-se favoráveis, com céu limpo e sem ocorrência de vento. A pista apresentava-se seca.

A sessão de testes decorreu sem qualquer problema, permitindo rodar sem paragens não programadas. O piloto António Pereira é bastante experiente enquanto Filipe Carvalho é estreante no troféu, apresentando por isso, alguma diferença, especialmente na consistência e regularidade de tempos. Em alguns períodos, encontravam-se bastantes carros em pista, o que terá possivelmente afectado alguns dos tempos por volta.

A afinação de *camber* utilizada no eixo dianteiro foi de -2° . A informação relativa à convergência não foi revelada.

No eixo dianteiro, a pressão de ar inicial a frio foi ajustada em 2,3bar. No eixo traseiro ajustou-se em 2,6bar. Ao longo da sessão, a pressão a quente dos pneus traseiros estabilizou

nos 3bar. Nos pneus dianteiros foram feitos constantes reajustes dado o significativo aumento da pressão a quente.

Para estabelecer uma base de comparação, iniciou-se a sessão montando quatro pneus novos, com a mistura de borracha utilizada em 2009. Os pneus rodaram 19 voltas agrupadas em três séries, tendo realizado o melhor tempo na 18.^a volta, em 1:43,95.

Seguidamente, montou-se um conjunto completo de pneus do tipo C, os únicos que ainda não tinham rodado. Rodaram 17 voltas divididas em três séries, sendo a 16.^a a melhor volta, realizada em 1:43,04. Os pilotos mostraram-se agradados com a prestação deste composto, permitindo curvar mais depressa que com o composto de 2009.

O terceiro pneu a ser testado foi do tipo B. Infelizmente, apenas montados no eixo anterior, por não se dispor de quatro pneus deste tipo. Atrás foram mantidos os pneus do tipo C. Totalizaram 18 voltas, repartidas por 3 séries. A melhor marca foi realizada em 1:42,90 na 10.^a volta. O piloto António Pereira ficou com a sensação do pneu ser muito rápido, mas revelando alguma inconsistência no seu comportamento.

Já no final da sessão, e com pouco tempo para rodar, montaram-se quatro pneus do tipo A: novos, no eixo da frente e usados, no eixo de trás. Tal como já havia sucedido na sessão anterior, e apesar de só terem rodado 7 voltas, demonstraram-se muito mais lentos que os outros jogos de pneus, rodando em 1:44,56, à 2.^a volta.

O desgaste foi semelhante em todos os pneus, apresentando sempre o ombro do pneu dianteiro direito bastante mais desgastado. No entanto, aparentaram serem capazes de ainda realizar bastantes voltas.

O registo de dados completo encontra-se no Anexo D.

3.6.2 Carcaças

Com o intuito de reduzir o peso dos pneus, foram testadas novas carcaças de pneus. As novas carcaças são provenientes da marca Continental, enquanto as habitualmente utilizadas são da marca Bridgestone.

Para determinar as diferenças entre as duas carcaças, foram realizados dois testes. Primeiro, um carregamento vertical estático do pneu, com o intuito de estudar a rigidez vertical de cada pneu e, posteriormente, o teste dinâmico em pista.

3.6.2.1 Carregamento Vertical Estático

Este teste foi realizado com o intuito de perceber a diferença de rigidez vertical entre as duas carcaças. O teste foi realizado na máquina de ensaios de tracção Tinius Olsen (Figura 86). Os pneus foram carregados gradualmente, obtendo-se curvas da deformação em função da carga vertical aplicada. A leitura da deformação foi efectuada através de um comparador conectado ao corpo da máquina, em intervalos de 25kg de carga aplicada, até um total de 450kg. Foram repetidos os ensaios para diferentes pressões do ar interior do pneu.



Figura 86 – Carregamento vertical do pneu.

Primeiramente, ensaiou-se o pneu com carcaça Bridgestone para pressões de ar interior de 1,7bar, 2,0bar, 2,5bar e 3,0bar (Figura 87).

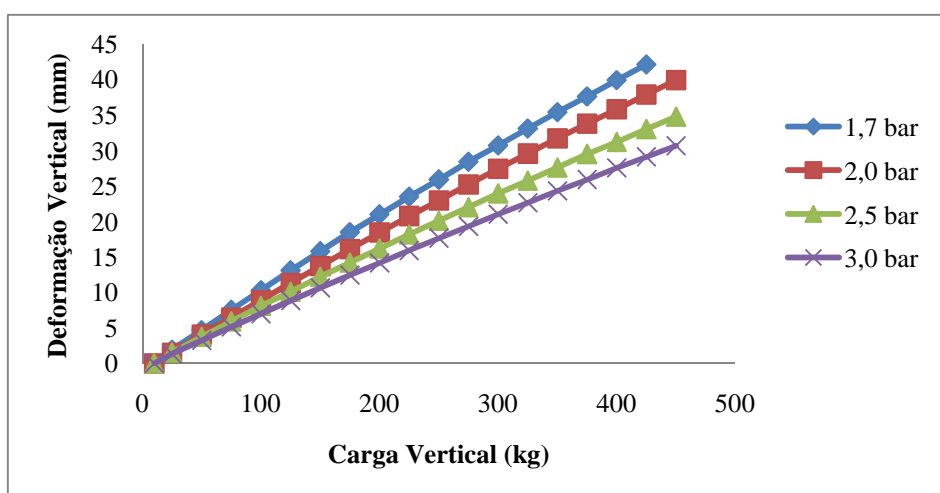


Figura 87 – Gráfico da deformação em função da carga vertical aplicada no pneu com carcaça Bridgestone, para diferentes pressões de ar.

Com o pneu na máxima carga, procedeu-se a nova leitura da pressão de ar interno – Tabela 27.

Tabela 27 – Evolução da pressão de ar do pneu de carcaça Bridgestone.

Pressão Inicial	1,7bar	2,0bar	2,5bar	3,0bar
Pressão Final	1,81bar	2,11bar	2,6bar	3,11bar
Variação	+0,11bar	+0,11bar	+0,1bar	+0,11bar

Seguidamente, ensaiou-se o pneu com a carcaça Continental para pressões de ar interior de 2,0bar, 2,5bar e 3,0bar (Figura 88). Não se realizou o ensaio para a pressão de 1,7bar porque o comparador utilizado não iria permitir efectuar a leitura da deformação vertical para todo o ensaio.

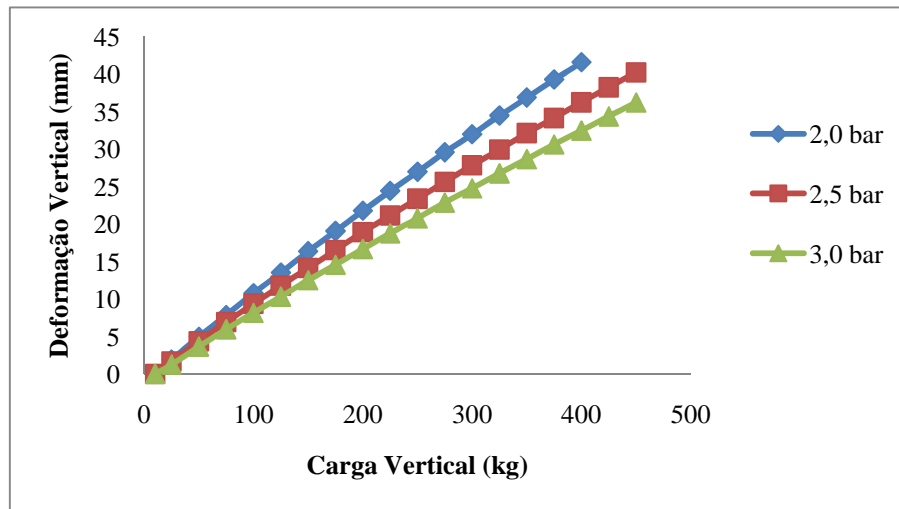


Figura 88 – Gráfico da deformação em função da carga vertical aplicada no pneu com carcaça Continental, para diferentes pressões de ar.

A evolução da pressão de ar interno vem registada na Tabela 28.

Tabela 28 – Evolução da pressão de ar do pneu de carcaça Continental.

Pressão Inicial	2,0bar	2,5bar	3,0bar
Pressão Final	2,1bar	2,6bar	3,08bar
Variação	+0,1bar	+0,1bar	+0,8bar

Foram registadas algumas fotografias ao longo do ensaio do pneu de carcaça Bridgestone, com 2,0bar de pressão de ar interno (Figura 89, Figura 90, Figura 91 e Figura 92). Estas fotografias permitem a análise da deformação da área de contacto entre o pneu e a superfície, com aumento da carga vertical aplicada. A evolução da deformação é idêntica para os dois tipos de pneus seja qual for a pressão de ar utilizada, apresentado apenas uma maior ou menor deformação em função da rigidez.



Figura 89 – Pneu carregado com 25kg.



Figura 90 – Pneu carregado com 125kg.



Figura 91 – Pneu carregado com 250kg.



Figura 92 – Pneu carregado com 450kg.

3.6.2.2 Sessão de Testes em Pista

Na tarde do dia 6 de Maio de 2010, realizou-se uma sessão de testes no circuito Vasco Sameiro. As condições climatéricas eram de céu limpo e a pista apresentava-se seca. Os pilotos foram João Duarte, João Costa, Tiago Martinho e Nuno Borges. O Fiat Punto utilizado é de volante à direita, particularidade com que apenas João Duarte se encontrava familiarizado, motivando as diferenças tão significativas verificadas nos tempos por volta dos vários pilotos.

Os objectivos desta sessão de testes eram:

- Observar o desgaste dos diferentes tipos pneus
- Comparar a rapidez de cada tipo de pneu
- Verificar a consistência dos tempos realizados
- Obter o testemunho dos pilotos

Sendo o principal objectivo observar o desgaste dos pneus, foi então estabelecido que seriam realizadas séries longas de voltas e registados os seguintes dados:

- Condições atmosféricas e da pista
- Alinhamentos do veículo
- Tempos por volta
- Temperaturas ao longo da superfície dos pneus no final de cada série de voltas
- Pressões de ar dos pneus no final de cada série de voltas
- Observação do desgaste dos pneus
- Comentários dos pilotos

A recolha de dados procedeu-se de forma semelhante às sessões de testes anteriores (ver capítulo 3.6.1).

O *camber* das rodas da frente foi regulado para -2° e a convergência para $-15''$.

Iniciou-se a sessão testando os novos pneus de carcaça Continental. A pressão de ar dos pneus foi ajustada, a frio, em 3bar para ambos os eixos.

Ao fim de 8 voltas João Duarte entra na box queixando-se de falta de rigidez lateral dos pneus dianteiros. Foi por isso reajustada a pressão a quente em +0,20bar. No entanto, o piloto tinha já realizado aquela que seria a volta mais rápida com este jogo de pneus em 1:42,20.

Seguidamente, rodou João Costa. Na sua opinião os pneus apresentavam pressão excessiva.

Voltando João Duarte ao volante, deu-se por terminado o teste a este conjunto porque o pneu dianteiro direito desintegrou-se – Figura 93 – após totalizar 19 voltas ao circuito.



Figura 93 – Pneu dianteiro direito de carcaça Continental.

Já com os pneus de carcaça Bridgestone, a pressão foi ajustada para 2,8bar em ambos os eixos. Foram sendo feitos reajustes na pressão a quente, conforme indicação dos pilotos do comportamento do carro.

Os pneus realizaram um total de 38 voltas, com o melhor tempo em 1:42,22 à 20.^a volta. No final, o pneu dianteiro direito apresentava um desgaste muito assinalável no ombro dianteiro direito – ver Figura 94. No entanto, apresentava ainda bastante piso, tal como os outros pneus do conjunto.



Figura 94 – Pneu dianteiro direito de carcaça Bridgestone.

O registo de dados completo encontra-se no Anexo E.

4 Discussão de Resultados

Neste capítulo são discutidos os resultados dos procedimentos efectuados ao longo deste projecto.

4.1 Análise da Geometria

A distância entre eixos e as larguras de vias são definidas numa fase inicial do projecto de um veículo e, normalmente, não são alvo de alterações posteriores. A sua redefinição acarreta elevados custos na alteração do carro e pode obrigar à remodelação da suspensão, direcção, transmissão e até da própria carroçaria, como é o caso dos veículos da categoria S2000. Contudo, a largura de vias pode ser ligeiramente alterada com a utilização de jantes de diferentes dimensões.

No caso dos veículos de troféu, as jantes utilizadas, com menor *offset*, aumentam as larguras das vias, o que é favorável para a transferência lateral de massa, mas prejudicam a geometria da suspensão da frente. Com a via da frente mais larga, o raio de *scrub* passa a ser positivo, sendo um factor de instabilidade.

É comum pensar-se que quanto menor a distância ao solo de um veículo, melhor. Ao baixar a altura ao solo, baixa-se a altura do centro de gravidade e melhora-se o comportamento aerodinâmico. No entanto, sendo o Fiat Punto derivado de produção, foi projectado para circular com alturas ao solo superiores ao que é usual num carro de competição. Ao rebaixar o carro, podemos estar a comprometer a geometria da suspensão, da direcção e provocar outros problemas, nomeadamente no funcionamento das transmissões, etc. A altura ao solo também influencia a altura dos centros de rolamento e as transferências de massas.

O facto de o carro ter sido rebaixado provoca vários problemas na geometria do eixo traseiro. Na Figura 95 é possível observar o posicionamento do braço de suspensão traseiro num Punto de série (linha a vermelho). A posição do braço é praticamente horizontal e paralela com o solo, condição necessária para garantir um comportamento neutro do eixo traseiro. As rodas de maior diâmetro e a traseira rebaixada no carro de competição obrigam o braço de suspensão a funcionar numa posição muito inclinada. O posicionamento relativo das rodas traseiras, em curva, é assim semelhante ao de um eixo rígido não alinhado com as rodas da frente, apontando ligeiramente para o interior da curva. Esta situação tem um efeito estabilizador, provocando subviragem.

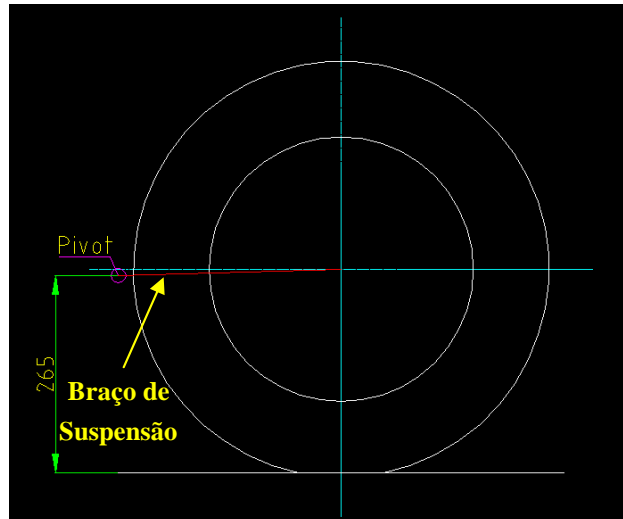


Figura 95 – Posicionamento do braço traseiro no Fiat Punto 85 16v de série.

Para além disso, o posicionamento não horizontal do braço traseiro introduz convergência positiva. A convergência provoca arrasto nas rectas, dissipando potência e consequente perda de velocidade de ponta. Em curva, o rolamento da carroçaria provoca o aumento da convergência da roda exterior e diminuição na roda interior. A transferência de massa para a roda exterior provoca que esta, ao apontar para o interior da curva, conceda um efeito estabilizador ao veículo. A convergência adicional pelo facto da traseira do veículo se encontrar rebaixada, aumenta o seu comportamento subvirador.

Rebaixar a frente do Punto tem a grande vantagem de permitir baixar consideravelmente a altura do centro de gravidade, pois grande parte do peso está sobre este eixo. Devido ao grande comprimento do braço imaginário da suspensão da frente, a modificação da altura ao solo não provoca alterações significativas na geometria desta.

Aumentando o valor de *caster*, maior é a tendência para as rodas se inclinarem para o interior das curvas. Este efeito é mais vantajoso porque permite utilizar valores de *camber* estático menores. Reduzir o *camber* estático permite:

- Reduzir o arrasto em recta provocado pelo *camber thrust*.
- Aumentar a superfície de contacto do pneu com o solo, em recta, permitindo maior poder de travagem e de tracção.
- Diminuir a inclinação desfavorável da roda interior à curva, aumentando, consequentemente, a força lateral gerada nesse pneu.

Tendo em linha de conta que num circuito o ângulo de direcção aplicado para descrever uma curva é, por norma, reduzido, o efeito do *caster* adicional simulado poderá não ser muito significativo. Para um ângulo de direcção de 10° , o incremento de *camber* e o valor absoluto da sua variação devido aos $+0,79^\circ$ de *caster* adicional simulado, vêm apresentados na Tabela 29.

Tabela 29 – Incremento e valor absoluto de *camber* com $+0,79^\circ$ de *caster* e 10° de ângulo de direcção.

	Roda Interior	Roda Exterior
Incremento de <i>Camber</i>	$+0,14^\circ$	$-0,14^\circ$
Valor absoluto da variação de <i>Camber</i>	$+1,08^\circ$	$-0,76^\circ$

Como seria de esperar, o valor de incremento de *camber* devido ao *caster* adicional é de igual magnitude para ambas as rodas, mas de sinais opostos, em virtude do efeito não simétrico do *caster*. No entanto, em termos absolutos a variação de *camber* é consideravelmente superior, em magnitude, na roda interior. Este fenómeno deve-se ao efeito simétrico da *kingpin inclination*, inclinando as rodas no sentido de *camber* positivo. O *camber* adicional obtido será certamente uma mais-valia em pista, aumentando a força lateral gerada no eixo dianteiro, reduzindo o efeito subvirador. Contudo, poderá não ser suficiente para permitir a redução das afinações de *camber* estático.

A alteração simulada do ângulo de *caster* origina um aumento de 1,17mm no *trail* mecânico. Este provoca a diminuição do efeito de *aligning torque* que confere ao piloto o *feedback* sobre o limite de aderência dos pneus dianteiros. No entanto, dada a pequena magnitude do incremento, a alteração não deverá ser perceptível. Para determinar o impacto no *aligning torque*, seriam necessários dados relativos aos pneus, que não se encontram disponíveis.

4.2 Análise da Distribuição de Massa

A distribuição de massa no Fiat Punto tende, maioritariamente, sobre o eixo dianteiro. Apresenta, na versão de série, sem condutor e sem combustível, 64,11% da massa total sobre as rodas da frente. Sendo um carro de estrada de tracção dianteira, é compreensível esta distribuição tendo em conta que a transferência de massas longitudinal é-lhe desfavorável. Imagine-se o pior cenário de quotidiano: o Punto com o máximo de passageiros e carga permitida a bordo, a arrancar numa subida com piso de pouca aderência. Se não tiver bastante carga no eixo da frente, a transferência de massa reduzirá de tal forma a carga vertical nos pneus dianteiros, que não conseguirá transmitir a potência ao solo para vencer esse tipo de desafios.

Por outro lado, com a transferência de massa longitudinal em travagem, praticamente todo o peso do veículo ficará apoiado sobre o eixo dianteiro. Isto conduz a um cenário crítico da distribuição da travagem. Com o eixo traseiro pouco carregado, as rodas estão constantemente na iminência de bloquear. Esta situação cria instabilidade na travagem em linha recta. [6]

É, por isso, extremamente importante manter o centro de gravidade do veículo o mais baixo possível, para minimizar a transferência de massa longitudinal.

A baixa potência do motor não impõe fortes acelerações, pelo que, no caso do veículo preparado para competição, com piloto a bordo e sem combustível, uma aceleração longitudinal de 0,3g provoca uma transferência de massa longitudinal de 60kg do eixo dianteiro para o traseiro. Representa isto passar de uma distribuição de massa inicial de 65,23% para 58,58% sobre o eixo dianteiro. Em travagem, uma desaceleração de 1g transfere 200kg do eixo traseiro para o dianteiro. Ou seja, a distribuição durante o período de travagem será de 87,38% sobre o eixo anterior, ficando o posterior com uma carga vertical de apenas

114kg. Ao descrever uma curva, a transferência lateral de massas, apesar da distribuição da rigidez ao rolamento superior do eixo traseiro, tende a sobrecarregar o pneu dianteiro exterior. Com uma aceleração lateral de 0,8g, a roda ficará sujeita a uma carga de 429kg.

Não havendo em pista os requisitos do quotidiano, compreende-se, pela análise das transferências de massa, que a distribuição de massa do Fiat Punto é um ponto muito desfavorável para um bom comportamento dinâmico. No entanto, melhorá-la implicaria modificações de elevada complexidade e muito dispendiosas. Para transferir parte significativa da massa para o eixo traseiro, seria necessário recuar a posição de motor e caixa de velocidades. Implicaria alterar os apoios do motor, modificação da posição das transmissões para um correcto ângulo de funcionamento, para além de outros periféricos.

Com a preparação do Fiat Punto para o troféu, o peso total do veículo desce 89kg, mas agrava a distribuição de massa. A redução de peso é, em grande parte, conseguida pela remoção dos seus interiores. Ou seja, a maioria da massa é retirada à traseira do veículo, fazendo com que a sua distribuição passe dos 64,11% para os 66,27% sobre o eixo dianteiro.

O lado da posição do condutor, esquerda ou direita, tem influência sobre a distribuição de massa. Apesar de a distribuição ser praticamente simétrica, a posição do lugar do condutor provoca um ligeiro desequilíbrio para o lado deste. Essa diferença deve-se essencialmente ao peso dos sistemas de controlo do veículo, como a barra de direcção. No eixo traseiro da versão de volante à esquerda, há uma diferença algo significativa de peso suportado por cada roda. Essa diferença deve-se, em parte, à linha de escape com a panela do lado esquerdo.

Já com o piloto de 73kg a bordo, o peso total cifra-se nos 903kg. Praticamente no limite regulamentar, tal como é desejado. A diferença verificada entre os dois eixos reduz-se em 1,04%, ou ainda mais se a posição do piloto for recuada, até 1,49%. O ganho por recuar a posição de condução não parece ser significativa. Os benefícios em performance podem não justificar uma posição menos adequada, que pode limitar o desempenho do piloto. Uma alteração desse género deverá depender da vontade do condutor.

É importante trabalhar o equilíbrio de massa entre as rodas esquerdas e direitas, para que o comportamento dinâmico seja semelhante, independentemente do lado da curva. Com o piloto de 73kg a bordo do Fiat Punto de troféu, a distribuição tende para o lado esquerdo do veículo, com 52,93% da massa total. Essa diferença faz com que o carro curve melhor para a esquerda do que para a direita.

A distribuição de massa está relacionada com a altura ao solo. É por isso importante trabalhar nos dois parâmetros simultaneamente. O acerto da distribuição de massa entre esquerda e direita pode ser realizado ajustando a tensão das molas de suspensão, em diagonal. [6]

A introdução de 15l de gasolina faz com que o centro de gravidade recue longitudinalmente 8,65mm. Já lateralmente quase não há alteração da sua posição. Isto deve-se à localização do depósito de combustível praticamente no centro do veículo.

4.3 Análise das Características de *Ride e Roll*

A solução instalada nos veículos da categoria FEUP 2 apresenta frequências naturais bastante diferentes nos dois eixos, o que leva desde logo a entender que o principal objectivo na selecção das molas foi controlar os valores de rolamento da carroçaria. A frequência natural de 1,942Hz verificada nas molas da frente está dentro dos valores indicados por vários

autores, nomeadamente Milliken, para veículos de competição do tipo do Fiat Punto. O facto da frequência traseira ser superior à dianteira, confere-lhe uma *flat ride*. No entanto, a diferença tão significativa de frequências está relacionada com a necessidade de fazer pender a rigidez ao rolamento para o eixo traseiro, sem modificar as barras estabilizadoras originais. A elevada frequência das molas traseiras pode ser uma vantagem tendo em conta a geometria da suspensão traseira, pois por serem bastante rígidas, limitam o curso de suspensão.

Como seria de antever, ao recorrer às barras estabilizadoras originais, grande parte da rigidez ao rolamento é conferida pelas molas. Com esta solução, a distribuição da transferência de massa é de 43,62% no eixo dianteiro, o que deverá conferir um comportamento extremamente sobrevirador. Para conferir um comportamento com ligeira subviragem inicial, Milliken sugere que a distribuição da transferência lateral de massa no eixo dianteiro seja 5% superior à distribuição de massa para esse mesmo eixo. Como se pode notar, a distribuição da transferência de massa verificada no Punto está cerca de 25% abaixo do valor indicado para garantir essa subviragem inicial, que ronda os 70%.

A simulação da distribuição de massas em curva com uma aceleração lateral de 0,8g, demonstra a elevada rigidez ao rolamento no eixo traseiro comparativamente com o eixo dianteiro, uma vez que a roda interior traseira se encontra no ar.

A remoção da barra estabilizadora dianteira diminui ainda mais a percentagem de transferência de massa que ocorre no eixo dianteiro, 39,9%, aumentando a tendência sobreviradora. O gradiente de rolamento aumenta ligeiramente, de 1,785°/g para 1,923°/g, dando ao condutor uma maior percepção do comportamento do carro, tornando-o mais previsível. Não será, no entanto, uma diferença muito significativa.

Sem a barra anterior, a roda interior dianteira apresenta mais 10kg de carga vertical. Não obstante, os 171kg da solução com barra estabilizadora serão mais que suficientes para não ocorrerem perdas de motricidade. A roda interior traseira levantará ainda mais cedo do que na solução precedente.

Removendo ambas as barras estabilizadoras haverá um ainda maior rolamento da carroçaria, 1,987°/g. Em termos da distribuição da transferência de massa, esta será uma solução intermédia entre o uso das duas barras estabilizadoras ou apenas a da frente.

Quanto à introdução dos anéis de espaçamento nas molas traseiras, esta praticamente não provoca alteração do comportamento do veículo. Aumenta, residualmente, a transferência de massa no eixo traseiro, em relação à solução inicial. Esse aumento não deverá, no entanto, ser perceptível pelo piloto.

4.4 Resultados dos Testes de Pneus

Neste capítulo são discutidos os resultados obtidos dos testes efectuados com diferentes tipos de pneus. Primeiro são analisados os diferentes compostos de borracha e, posteriormente, as diferentes carcaças.

4.4.1 Selecção do Composto

Da primeira sessão de testes retirou-se pouca informação relevante, dadas as condições da pista. Podemos contudo verificar, através dos tempos por volta, que o composto do tipo B foi consistentemente mais rápido que o composto do tipo A – Tabela 30.

Tabela 30 – Tabela comparativa dos tempos por volta, realizados a 1 de Abril de 2010.

	Volta mais rápida	Diferença	Melhor Média	Diferença
Composto A	1:44,00	+01,18	1:44,31	+01,39
Composto B	1:42,82	-	1:42,92	-

Apesar dos tempos do composto A continuarem a descer ao longo da sessão (Figura 96), a primeira volta lançada com os pneus do composto B foi exactamente um segundo mais rápida que a última e mais rápida realizada pelo composto A. Isto para condições de pista semelhantes, já que o espaço de tempo entre a obtenção destas duas marcas foi muito reduzido. O facto de os pneus do tipo A já estarem desgastados comparativamente ao novo jogo de pneus do tipo B também não parece ter sido uma desvantagem, porque a experiência de anos anteriores demonstra que para este tipo de pneus, quanto maior o desgaste, menor o raio, logo mais rápido o pneu se torna. Isto é válido enquanto o pneu se mantém íntegro.

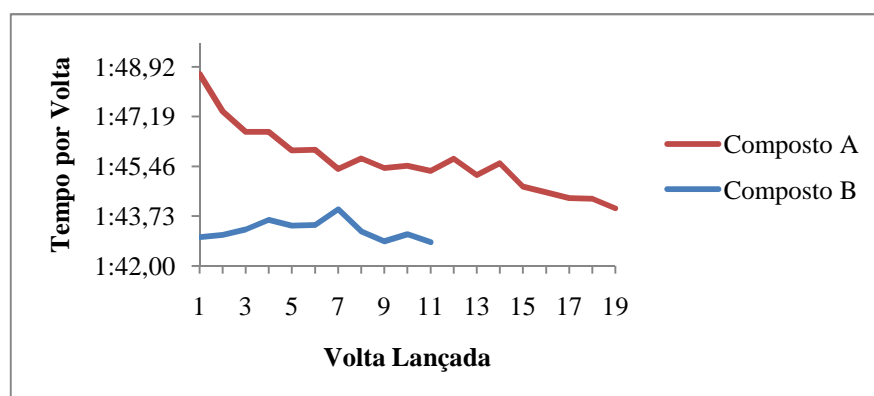


Figura 96 – Evolução dos tempos por volta da sessão de testes realizada a 1 de Abril de 2010.

Em termos de duração do pneu, ambos os compostos apresentaram um desgaste considerado aceitável pelo responsável técnico da Recauchutagem Nortenha. Evidenciavam um desgaste maior na parte de fora do pneu dianteiro direito, sujeito a maior esforço dada a natureza da pista. Essa maior exigência do pneu direito é também visível na distribuição das temperaturas médias ao longo da superfície dos pneus dianteiros, para ambos os compostos – Figura 97 e Figura 98.

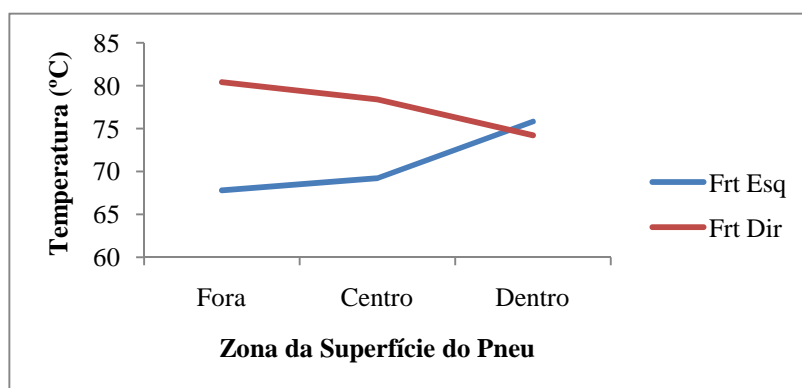


Figura 97 – Temperaturas médias na superfície dos pneus dianteiros de composto A.

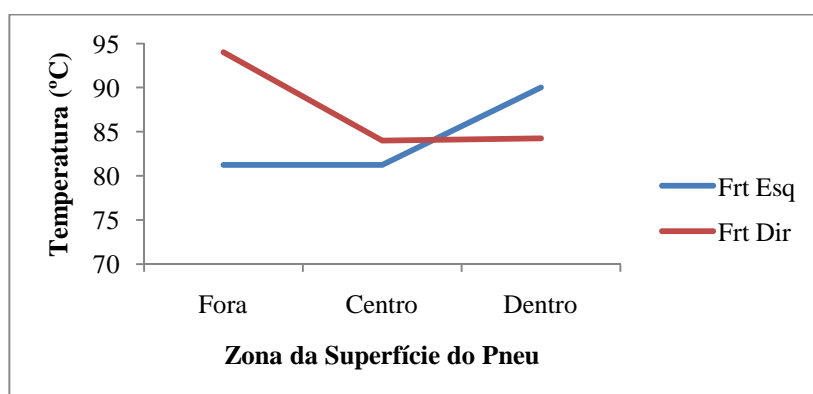


Figura 98 – Temperaturas médias na superfície dos pneus dianteiros de composto B.

Na segunda sessão de testes foi possível rodar com mais tipos pneus, e verificou-se que o composto B e o composto C permitem performances idênticas. O composto A foi definitivamente posto de parte porque, apesar de pouco ter rodado, confirmou os dados da primeira sessão, demonstrando-se ainda mais lento que o composto de 2009 (Tabela 31).

Tabela 31 – Comparativo dos tempos por volta dos diferentes compostos.

	Volta mais rápida	Diferença	Melhor Média	Diferença
Composto 2009	1:43,95	+1,31	1:44,49	+1,05
Composto C	1:43,04	+0,04	1:43,22	+0,14
Composto B	1:42,90	-	1:43,18	-
Composto A	1:44,56	+1,79	1:44,97	+1,66

Ao contrário do que sucedera na primeira sessão de testes, a diferença de desempenho entre os dois pilotos foi neste caso mais significativa, especialmente no que toca à regularidade dos tempos efectuados. Se se observar a evolução global dos tempos, poderia concluir-se que o pneu do tipo C é mais lento que o do tipo B – ver Figura 99.

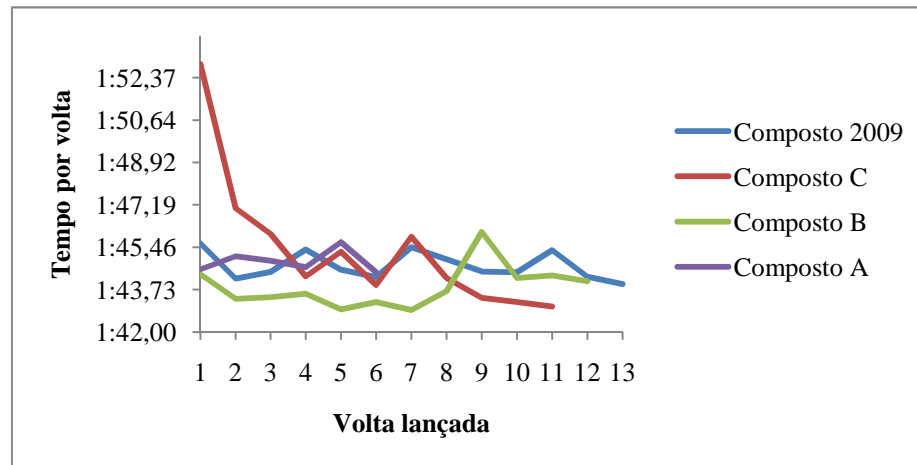


Figura 99 – Evolução dos tempos por volta na sessão de testes de dia 8 de Abril de 2010.

Isolando os tempos por volta efectuados pelo piloto António Pereira, fica-se com outra ideia do comportamento dos compostos C e B (ver Figura 100), o que leva a concluir que seriam necessários mais testes para determinar qual destes é de facto mais rápido.

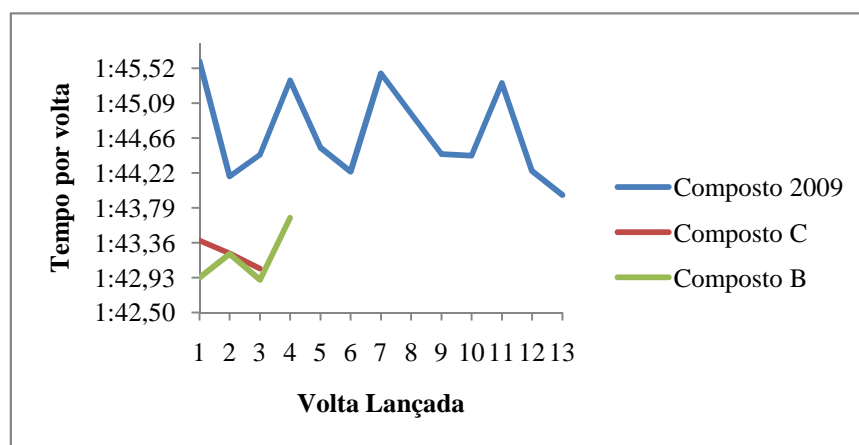


Figura 100 – Evolução dos tempos por volta do piloto António Pereira.

Também a análise da consistência dos tempos realizados saiu prejudicada pela diferença de *performance* dos dois pilotos. No entanto, para analisar este aspecto seria necessário rodar em séries mais longas, porque ao efectuar pequenas séries permite-se o arrefecimento dos pneus, para além de pequenos reajustes na pressão de ar dos pneus, que neste caso foram sendo realizados.

O desgaste dos diferentes compostos foi mais uma vez considerado aceitável pelo responsável técnico da Recauchutagem Nortenha.

4.4.2 Comparativo Carcaças

Pela análise da rigidez dos pneus com diferentes tipos de carcaça, verifica-se que o pneu com carcaça Bridgestone (Figura 101) é consideravelmente mais rígido que o de carcaça Continental (Figura 102). Por exemplo, para uma carga vertical de 300kg, o pneu com carcaça Continental necessita de cerca de mais 0,5bar de pressão de ar para obter a mesma rigidez que o pneu de carcaça Bridgestone, com uma pressão de 2,0bar. Será por isso de esperar que seja

necessário impor esse diferencial para os pneus terem um comportamento semelhante em pista.

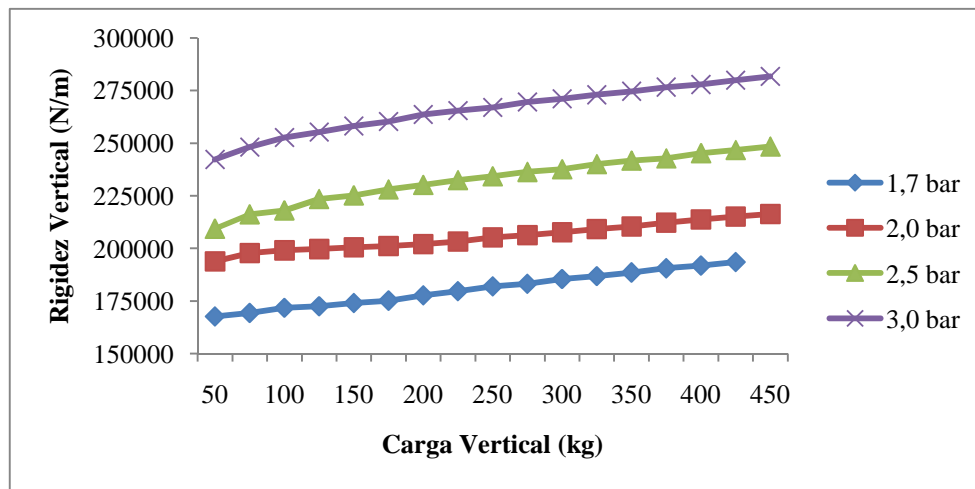


Figura 101 – Rigidez vertical do pneu com carcaça Bridgestone.

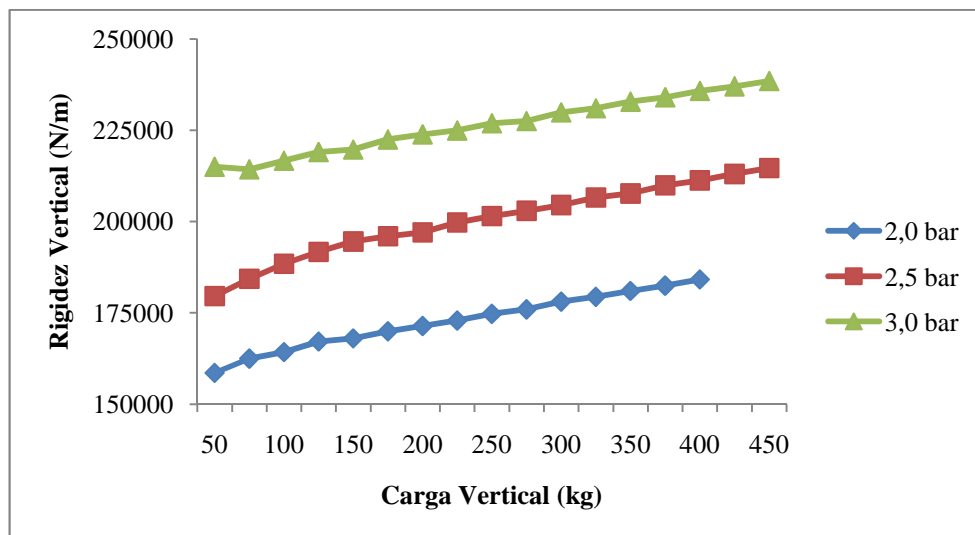


Figura 102 – Rigidez vertical do pneu com carcaça Continental.

Em pista verificou-se que o pneu com carcaça Continental é ligeiramente mais rápido que o de carcaça Bridgestone, muito provavelmente, pela vantagem de ser mais leve cerca de 1kg – Tabela 32. No entanto, demonstrou-se incapaz de percorrer a distância de uma corrida de 50 minutos, o que o torna inviável para o troféu. Já o pneu de carcaça Bridgestone, ao realizar 38 voltas e permanecer íntegro, demonstra ter a durabilidade suficiente para um fim-de-semana de corridas no circuito de Braga, em que se estima que na manga de 50 minutos se efectuem cerca de 28 voltas. Apesar do desgaste acentuado do pneu dianteiro direito, é necessário ter em atenção que os pneus podem trocar de posição. Supondo que o pneu dianteiro direito realiza as duas primeiras mangas, cerca de 26 voltas no total, seguidamente para a terceira manga poderá trocar de posição com o pneu traseiro direito, pouco solicitado.

Tabela 32 – Comparativo dos tempos por volta dos pneus com diferentes carcaças.

Carcaça	Volta mais rápida	Diferença	Melhor Média	Diferença
Continental	1:42,20	-	1:42,79	-
Bridgestone	1:42,22	+0,02	1:42,92	+0,13

Devido à discrepância de tempos entre os diferentes pilotos (Figura 103), é necessário isolar os tempos de João Duarte (Figura 104) para se efectuar uma correcta análise da rapidez e consistência de cada pneumático.

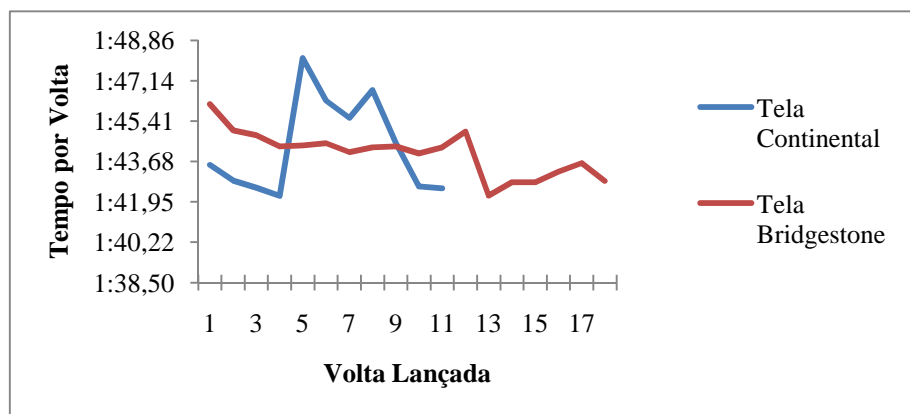


Figura 103 – Evolução dos tempos por volta da sessão de testes de dia 6 de Maio de 2010.

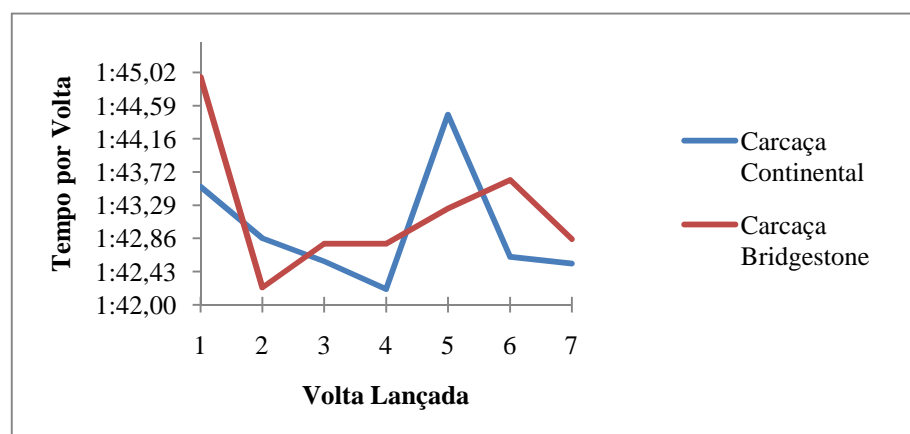


Figura 104 – Evolução dos tempos por volta do piloto João Duarte.

A análise das temperaturas médias dos pneus da frente demonstra que o pneu de carcaça Continental rodou com excesso de pressão, devido à elevada temperatura na zona central do pneu – ver Figura 105. A elevada pressão conduz à situação evidenciada pelas Figura 89, Figura 90, Figura 91 e Figura 92, em que apenas a zona central está em contacto com o solo.

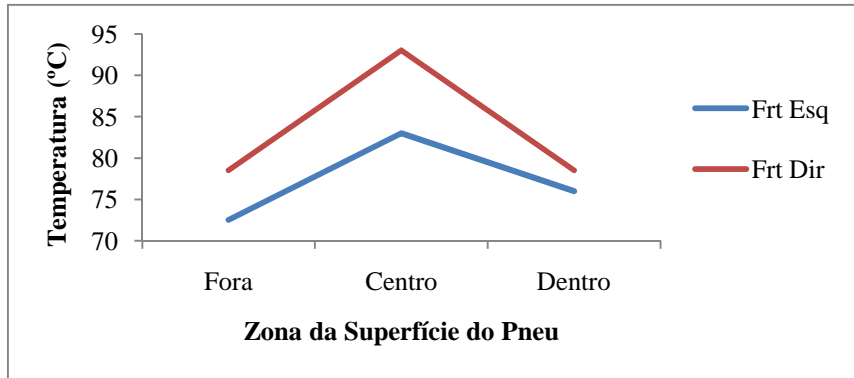


Figura 105 – Temperaturas médias ao longo da superfície dos pneus dianteiros de carcaça Continental.

No pneu de carcaça Bridgestone, os reajustes de pressão permitiram um uso mais uniforme de toda a superfície do pneu, evidenciado por não existir um pico de temperatura na zona central da sua superfície – ver Figura 106. Contudo, a diferença de temperaturas junto aos ombros reforça o que já se tinha verificado nas sessões de testes anteriores, ou seja, o pneu dianteiro direito necessita de mais *camber* negativo e o dianteiro esquerdo apresenta *camber* negativo em excesso.

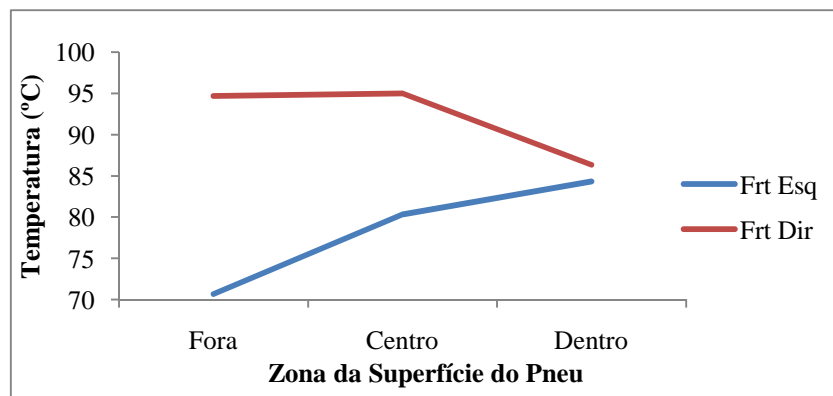


Figura 106 – Temperaturas médias ao longo da superfície dos pneus dianteiros de carcaça Bridgestone.

5 Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros

Neste capítulo são apresentadas as conclusões retiradas do estudo realizado. São, igualmente, sugeridos alguns tópicos para trabalhos futuros.

A análise da distribuição de massa e da geometria da suspensão traseira permite concluir que o Fiat Punto 85 16v possui características construtivas que limitam o seu comportamento dinâmico em pista. Para melhorar consideravelmente a performance deste veículo, seria necessário efectuar alterações nestes dois parâmetros, que acarretariam custos elevados e que não se coadunam com a política do troféu.

O Fiat Punto apresenta, aproximadamente, dois terços da massa total do veículo distribuída sobre o eixo dianteiro. Isto limita o seu comportamento dinâmico devido à maior inércia do eixo dianteiro em relação ao traseiro. Também as cargas verticais sobre os pneus dianteiros, com a transferência de massa em curva, são superiores às verificadas sobre os traseiros, o que tende a provocar maiores *slip angles* nos pneus da frente em relação aos de trás. Esta situação provoca subviragem.

A geometria do eixo traseiro do tipo *semi-trailing arm* não é a ideal para um veículo de competição porque introduz uma variação linear do *camber* e não linear da convergência. A variação não linear da convergência pode provocar tanto subviragem como sobreviragem, dependendo do posicionamento relativo dos braços. Para além disso, é um caso particular de *roll steer*, em que o posicionamento relativo dos braços pode introduzir efeitos subviradores ou sobreviradores no veículo, devido à diferença da distância entre eixos das rodas esquerdas e direitas.

Os estudos teóricos realizados permitiram concluir que é possível modificar o comportamento dinâmico com pequenas alterações:

- Com a utilização de uma mola de suspensão traseira de maior comprimento livre, aproximadamente 200mm, a altura ao solo no eixo traseiro ficará próxima dos valores de origem, corrigindo o posicionamento dos braços de suspensão traseiros. Numa geometria *semi-trailing arm*, estes, quando em repouso, devem estar posicionados na horizontal. Desta forma, melhora-se o equilíbrio dinâmico em curva, porque a oscilação dos braços não provocará um diferencial entre as distâncias entre eixos das rodas esquerdas e direitas, resultando um comportamento neutro do veículo. Esta solução reduzirá a convergência e o *camber* estático das rodas do eixo traseiro para valores nulos, diminuindo as perdas por arrasto em recta, o que permite acelerações mais elevadas e uma maior velocidade de ponta. Esta modificação não provocará alterações consideráveis na altura do centro de rolamento do eixo traseiro e, consequentemente, nas *roll rates*. Esta conclusão teórica necessita de validação experimental, com testes dinâmicos em pista.
- Os cálculos efectuados demonstram que as *ride* e *roll rates* utilizadas conferem ao veículo um comportamento sobrevirador. Porém, eventuais modificações na rigidez

das molas de suspensão, a forma mais expedita e económica de alterar as *ride* e *roll rates*, apenas deverão ser efectuadas após a rectificação da geometria do eixo traseiro, proposta no parágrafo anterior. A altura ao solo da traseira, com a mola de 170mm actualmente utilizada no troféu, confere um funcionamento da geometria da suspensão traseira que se traduz num comportamento subvirador do veículo. Esta ordem de procedimentos deverá ser respeitada porque o efeito da geometria pode originar falsos indicadores sobre o comportamento do veículo em pista e perturbar o processo experimental de selecção das molas.

- O estudo da influência do valor de *caster* do eixo de direcção permitiu concluir que o aumento deste ângulo aumenta a variação do *camber* das rodas anteriores, ao direccionar o veículo para descrever uma curva. O aumento da variação de *camber* aumenta, teoricamente, as forças laterais geradas em curva neste eixo e, consequentemente, reduz a tendência subviradora do veículo. Esta solução deverá também ser validada em pista.
- As jantes utilizadas no troféu têm influência nas características do eixo de direcção do veículo. O aumento da largura da via dianteira, causado pelo menor *offset* desta jante, origina a alteração do valor do raio de *scrub* para valores positivos, provocando instabilidade neste eixo.

A ausência de dados sobre as características dos pneus limitou os cálculos efectuados e, consequentemente, o estudo do comportamento dinâmico do veículo. Nos estudos realizados assume-se que os pneus utilizados no troféu possuem características usuais de pneus radiais, tal como descrito na bibliografia.

Dos testes realizados em pista e dos ensaios experimentais de pneus, foi possível obter algumas conclusões:

- Em relação aos pneus testados, a escolha do composto recaiu sobre o tipo B. Apesar dos compostos B e C apresentarem níveis de performance idênticos e consideravelmente superiores aos compostos de 2009 e do tipo A, o composto C acarreta custos de fabrico bastante superiores devido aos materiais utilizados.
- A eventual modificação das carcaças de pneus utilizadas foi descartada porque os novos pneus não possuem a durabilidade necessária. Apesar dos pneus com carcaça Bridgestone demonstrarem ser suficientemente duradouros para uma prova no circuito de Braga, estes deverão ser igualmente testados num circuito com fortes travagens, como é o caso do circuito do Estoril.

Hoje em dia, existem poderosas ferramentas para o estudo do comportamento dinâmico de veículos. Sistemas de recolha de dados permitem a análise de inúmeros parâmetros de um veículo em pista sendo possível comparar, quantitativamente, diversas soluções adoptadas. Existem, igualmente, *softwares* para o estudo dinâmico da geometria de suspensões. Porém, a FEUP não dispõe desses dispendiosos meios, pelo que a abordagem realizada teve de ser adaptada aos recursos disponíveis.

Seria interessante, em trabalhos futuros, estudar os amortecedores do Fiat Punto de troféu. É necessário ter em conta que uma evolução da solução utilizada acarretará, provavelmente, elevados custos de desenvolvimento, pelo que não foi considerada prioritária neste estudo.

A rigidez à torção do *chassis* do Fiat Punto de troféu poderá, igualmente, ser alvo de estudo. Esta pode influenciar, se não for muito elevada comparativamente com as *roll rates*, o funcionamento das suspensões e, consequentemente, o comportamento dinâmico do veículo.

Por fim, sugere-se o estudo da influência da rigidez dos elementos elásticos das suspensões, da direcção e de ligação das estruturas dos eixos ao *chassis*. Estes estão presentes nos veículos de uso quotidiano, por motivos de conforto e durabilidade destes, porém, reduzem a precisão de funcionamento da suspensão e da direcção.

6 Referências Bibliográficas

- [1] **MILLIKEN, William F. e MILLIKEN, Douglas L.** *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA : SAE, 1995.
- [2] **GILLESPIE, Thomas.** *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA : SAE, 1992.
- [3] **WRIGHT, Peter.** *Formula 1 Technology*. Warrendale, PA : SAE, 2001.
- [4] **PUHN, Fred.** *How to Make Your Car Handle*. Tucson, AZ : H.P. Books, 1976.
- [5] **REIMPELL, Jörn, STOLL, Helmut e BETZLER, Jürgen W.** *The Automotive Chassis*. Warrendale, PA : SAE, 2001.
- [6] **VAN VALKENBURGH, Paul.** *Race Car Engineering and Mechanics*. Seal Beach, CA : HPBooks, 2000.
- [7] **HEISLER, Heinz.** *Advanced Vehicle Technology*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002.
- [8] **Society of Automotive Engineers.** *Spring Design Manual*. Warrendale, PA : SAE, 1990.
- [9] **www.fpak.pt** consultado em 20 de Maio de 2010.
- [10] **www.optimumg.com** consultado em 27 de Abril de 2010.

Anexo A: Regulamento Técnico

CHALLENGE DESAFIO ÚNICO 2010

PARTE B – FEUP2

Regulamento Técnico

ACTUALIZAÇÃO FM 17-05-2010

ARTIGO B1 – VIATURAS ADMITIDAS

B1.1 Serão admitidas a participar na categoria **FEUP2** do Challenge Desafio Único as viaturas do marca Fiat, modelo Punto 85 (chassis ZFA 176.0000 o motor 176 B9.000 1242 16v MPI) de 3 portas com caixa de 5 (cinco) velocidades, rigorosamente de série, segundo o catálogo do fabricante ou do importador para Portugal (Fiat Auto Portuguesa, S.A), e também conforme a descrição da Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK e válida desde 31 de Janeiro de 2009.

Todas as viaturas deverão obedecer ao seguinte:

B1.3 – Apresentar uma construção sólida e um bom estado mecânico, bem como um estado de conservação geral considerado bom.

B1.4 – A apresentação de uma viatura às verificações iniciais, equivale a uma declaração da parte do concorrente, de que a sua viatura pode tomar lugar na partida para a prova com toda a segurança.

B1.5 – Não são autorizadas viaturas com tejadilhos de abrir em vidro.

B1.6 – As viaturas devem possuir um Passaporte Técnico emitido pela FPAK.

ARTIGO B2 – NÚMERO DE LUGARES

Estas viaturas devem compreender pelo menos quatro lugares, de acordo com as dimensões definidas para as Viaturas de Turismo (Grupo A).

ARTIGO B3 – MODIFICAÇÕES E ADIÇÕES AUTORIZADAS OU OBRIGATÓRIAS

Toda a modificação que não estiver expressamente autorizada por este regulamento é totalmente interdita.

Qualquer modificação autorizada não pode ser seguida de uma modificação não autorizada.

Os únicos trabalhos que podem ser efectuados nas viaturas são aqueles necessários à sua normal manutenção ou substituição de peças deterioradas por uso ou acidente.

Os limites para modificações e montagens autorizadas estão especificados a seguir.

Para além disto, qualquer peça danificada por uso ou acidente, pode ser substituída por outra de origem ou similar, desde que idêntica à danificada desde que devidamente autorizada.

Em todas as peças originais terão que ser inequívocas as marcas identificativas da peça de série

Em todas as viaturas qualquer porca, perno ou parafuso, pode ser substituído por outra porca, perno ou parafuso, desde que o material, o diâmetro e o passo de rosca da versão de série sejam mantidos e comportem a mesma espécie de bloqueio (anilha, contra porca, etc.).

As viaturas deverão ser estritamente modelos de série identificáveis pelos dados da Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

Os Artigos 251, 252 e 253 do Anexo J da FIA continuam em vigor, mas os artigos modificados no presente regulamento são preponderantes

B3.1 – Materiais

Não é permitida a utilização de titânio, de magnésio, de cerâmica ou de materiais compósitos de qualquer tipo de matriz. Em situações particulares e devidamente regulamentadas por este regulamento, a utilização desses materiais é permitida.

ARTIGO B4 – PESO DA VIATURA

B4.1 – Em cada prova será calculado o peso médio dos pilotos que constituem a equipa equipados com o equipamento de segurança obrigatório. Este valor, quando adicionado ao peso do carro sem piloto, terá ser, no mínimo (com lubrificantes, líquidos de refrigeração, sistemas de segurança incluídos e com combustível) de 900 kg.

B4.2 – O peso mínimo tem de ser respeitado durante toda a duração da prova e em particular quando a viatura ultrapassar a linha de chegada. Os pilotos poderão ser chamados a confirmar o seu peso em qualquer momento da prova. No momento da pesagem os pilotos poderão ser sujeitos a testes de detecção de metais.

B4.3 – Pesagem da Viatura

B4.3.1 – Cada viatura será pesada no estado em que estiver durante ou após os treinos cronometrados em ambas as situações, com e sem piloto a bordo, respeitando o Art. 4.1 deste regulamento.

B4.4 – É permitido perfazer o peso da viatura por inclusão de um ou mais lastros, desde que sejam blocos sólidos e unitários, fixáveis por meio de ferramenta, colocados no chão da viatura ou no interior da mala, visíveis e de modo a serem facilmente selados pelos Comissários Técnicos.

O lastro deve ser fixado sobre a carroçaria / ou chassis através de parafusos classe 8.8, de 8 mm de diâmetro mínimo e de contra-placas seguindo o princípio do desenho 253-65 do actual anexo J.

A superfície mínima de contacto entre a contra-placa e o chassis ou a carroçaria deverá ser de 40 cm² para cada ponto de fixação.

Um sistema simples que permita a selagem terá que estar disponível.

B4.5 – Se a viatura transporta um lastro para estar ao peso regulamentar, este lastro terá que OBRIGATORIAMENTE ser objecto de uma declaração por parte do Condutor e ser selado durante as Verificações Técnicas Iniciais, sendo esse facto registado no respectivo Passaporte Técnico.

B4.6 – Nas viaturas com desvantagem de peso, o lastro deverá estar de acordo com o especificado no regulamento desportivo. Nesta situação o peso mínimo do carro mais o peso médio dos pilotos que constituem a equipa é igual a 900 kg acrescido da maior das desvantagem de peso atribuída aos pilotos que constituam a equipa. A desvantagem de peso atribuída a cada um dos pilotos da mesma equipa não é cumulativa.

ARTIGO B5 – PRESCRIÇÕES DE SEGURANÇA

São aplicáveis e obrigatórias, todas as prescrições de segurança para veículos do Grupo N, de acordo com o Artigo 253 do Anexo “J”.

B5.1 – Fixações Suplementares

São obrigatórias as seguintes fixações suplementares:

- Capot Motor.
- Tampa da mala (porta bagagens).

É obrigatória a desactivação ou remoção dos mecanismos de fecho de origem dos seguintes elementos:

- Capot Motor.
- Tampa da mala (porta bagagens).

Todas as viaturas devem ter as dobradiças do capot dianteiro e tampa da mala.

B5.2 – Banco do Condutor

O banco de origem do Condutor terá que ser substituído por um banco de competição homologado pela FIA (norma FIA 8055/1999) com quatro (4) aberturas para as faixas do cinto de segurança.

O limite de utilização é de cinco anos a partir da data de fabricação mencionada na etiqueta obrigatória. Uma extensão de 2 anos pode ser concedida pelo fabricante e referida numa etiqueta suplementar.

A montagem do banco terá que ser efectuada com, pelo menos, quatro (4) parafusos M-8 de qualidade mínima 10.9. É obrigatória a fixação do banco de acordo com as especificações técnicas do Artigo 253-16 do Anexo "J" ao CDI.

De forma a permitir um correcto posicionamento do banco é autorizado o rebaixamento do reforço da carroçaria do lado do condutor. Os suportes do banco de origem podem ser retirados. É recomendada a utilização de suportes do banco de competição homologados. Se forem utilizadas calhas para acerto do banco, estas devem ser as de origem, fornecidas com a viatura ou com o banco.

B5.3 – Cintos de segurança

É obrigatório o uso de cintos de segurança homologados pela FIA que obedeçam às normas de homologação FIA 8853/98 ou 8854/98, equipados com um sistema de "fecho rotativo" e a sua instalação e utilização tem de respeitar o descrito no Artigo 253-6 do Anexo "J" ao CDI.

B5.4 – Estruturas de segurança

É obrigatória a utilização da armação de segurança de 6 pontos fornecida e montada pela firma Kimso (Joaquim Soares em Santo Tirso) para esta categoria. Não pode ser feita qualquer alteração à armação de segurança.

Todas as barras da armação de segurança onde o corpo ou capacete do Condutor possam tocar, estando este na posição sentada e com os cintos de segurança devidamente colocados, terão que possuir forros exteriores ignífugos numa área de 50 cm em redor do capacete do Condutor, para protecção.

Nos locais onde o capacete do Condutor possa tocar na armadura de segurança, ela deverá estar em conformidade com a norma FIA 8857-2001 tipo A (fortemente recomendado), ou com a norma FIA 8857-2001 tipo B ou às especificações SFI 45.1 (mínima). (ver lista técnica n.º 23 "Revestimento para Arco de segurança homologado pela FIA")

B5.5 – Extintores – Sistemas de extinção

B5.5.1 – Cada viatura deve estar equipada com um sistema de extinção que figure na lista técnica n.º 16: "Sistemas de extinção homologados pela FIA"

B5.5.2 – Cada viatura deve estar equipada com pelo menos um extintor manual conforme descrito no Art. 253.7.3 do Anexo J solidamente fixado dentro do habitáculo e com um sistema metálico de abertura rápida.

B5.5.3 – Cada extintor deverá estar protegido de forma eficaz. As suas fixações deverão ser capazes de resistir a uma desaceleração de 25 G

As cintas metálicas de desengate rápido são o único sistema de fixação aceite.

B5.5.4 – Os extintores são colocados obrigatoriamente ao alcance do condutor com os cintos de segurança apertados.

B5.6 – Rede protectora

a) Rede:

É obrigatória a utilização de Rede Protectora, que terá que corresponder às seguintes especificações:

— A rede terá que ser constituída por correias de tecido com uma largura mínima de 19 mm (3/4").

— As malhas devem ter pelo menos 25 x 25 mm e máximo de 60 x 60 mm. Estas correias de tecido devem ser feitas de material ignífugo e cozidas umas às outras em cada cruzamento.

A rede não deve ter um carácter provisório.

Vista lateralmente deve estar situada desde o centro do volante até ao pilar B.

b) Fixação:

A rede deve ser fixada à armação de segurança ou a uma parte fixa da carroçaria por cima da janela do condutor e através de um sistema de abertura rápida que possa ser activado mesmo em caso de capotamento.

Deve ser possível desapertar a rede apenas com uma mão.

Para tal, deve existir uma pega ou alavanca assinalada por uma marca (de cor laranja "Dayglo").

Adicionalmente, são também permitidos dispositivos de desbloqueio com fechos de pressão, desde que estes sistemas estejam em conformidade com as condições descritas neste artigo.

O fecho deve estar em posição claramente visível do exterior.

Deve ser marcado com uma cor e a inscrição "press" (pressionar).

Para a fixação da rede ou do seu suporte à armadura de segurança não é autorizada qualquer modificação à armadura de segurança.

B5.7 – Retrovisores

Todas as viaturas têm de possuir retrovisores, tanto do lado esquerdo como do lado direito.

Os retrovisores exteriores podem de ser os que equipam a viatura de origem ou idênticos aos originais.

O retrovisor interior é obrigatório.

B5.8 – Anel de Reboque

Cada viatura terá que estar equipada, à frente e atrás com um anel de reboque, os quais não poderão ser salientes em relação ao perímetro da carroçaria.

Estes anéis têm de ter fácil acesso e têm de permitir a passagem de um cilindro com 60 mm de diâmetro.

A sua localização é obrigatoriamente identificada por uma seta com uma dimensão superior a 50 mm.

O anel de reboque e a seta de sinalização são pintados de amarelo vivo, laranja ou vermelho, e têm de contrastar com a cor da carroçaria.

É obrigatória a utilização dos ancoramentos de origem para os anéis de reboque da viatura

B5.9 – Pára-Brisas – Vidros

É permitida a substituição dos vidros laterais dianteiros e traseiros bem como o do óculo traseiro por vidros de segurança ou policarbonato transparente e incolor com uma espessura mínima de 5 mm.

É obrigatório que o pára-brisas seja um vidro de segurança laminado.

Uma banda pára-sol é autorizada para o pára-brisas, desde que permita ao Condutor ver os semáforos de partida e a sinalização feita pelo Comissários de pista, etc.

B5.10 – Corta – Circuitos

Montagem obrigatória em todas as viaturas

O corta – circuitos geral deve desligar todos os circuitos eléctricos (bateria, alternador, luzes, avisadores, ignição, acessórios eléctricos, etc.) e deve igualmente parar o motor às 2500rpm

Deve ser de modelo anti-deflagrante e poder ser manobrado quer do interior quer do exterior da viatura.

No que respeita ao exterior, o comando do corta-circuitos estará obrigatoriamente no sopé de um dos montantes do pára-brisas.

Deve estar visivelmente assinalado por meio de um raio vermelho colocado num triângulo azul debruado a branco com, pelo menos, 12 cm de base.

B5.11 – Recuperadores de óleo

Na viatura em que o sistema de lubrificação preveja descarga para o exterior, esta terá de estar equipada com um recuperador de óleo com uma capacidade mínima de dois litros para o qual será obrigatoriamente feita a descarga.

Este recipiente deve ser fabricado em matéria plástica translúcida.

Quando forem utilizados materiais opacos os recuperadores devem ter um sistema que permita identificar a quantidade de líquidos existentes no recuperador

B5.12 – Molas de Recuo

Em todas as viaturas é obrigatório a utilização de molas de recuo nos comandos do acelerador e no comando do pedal de travão.

B5.13 – Protecção Contra Incêndio

Todas as viaturas têm de ter um painel de protecção eficaz instalado entre o motor e o banco dos ocupantes para evitar a projecção directa de chamas em caso de incêndio.

ARTIGO B6 – MOTOR

Os motores das viaturas devem ser rigorosamente de série, sem qualquer modificação, não podendo sofrer qualquer tipo de intervenção que retire material de qualquer componente, e particularmente dos pistões, bielas, cambota, árvore de cames, cabeça de cilindros, colectores, etc.,

Não é permitido lixar, limar, polir ou rectificar os órgãos do motor, substituí-los por outros ou modificá-los.

A identificação das respectivas peças tem de estar visíveis.

Serão consideradas regulamentares as peças que respeitem os valores da respectiva Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

Em caso de dúvida, serão feitas comparações com peças originais idênticas fornecidas pela FIAT.

O equilíbrio da cambota e do volante motor é permitido desde que sejam respeitados os seguintes pesos mínimos: volante (sem parafusos e anilha e com cremalheira de arranque) 6500 gr; cambota 9300 gr.

Motor 176 B9.000 – 1242 16v (versões 176 AV XX e 176 BV XX) rigorosamente de série.

B6.1 – Cilindrada

A cilindrada máxima tem de ser a de origem.

B6.2 – Ignição

A marca e o tipo das velas são livres mas não poderão ser substituídas quando for verificado o volume da câmara de combustão.

A cablagem original tem de ser mantida e não pode ser alterada.

Os cabos de velas são livres.

A Centralina de controlo da ignição e injeção será fornecida pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único durante as verificações iniciais de cada prova.

A centralina poderá, sempre que assim seja decidido pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único, ser substituída por outra durante uma prova.

Sistema de ignição	Ignição Integrada com sistema de Injecção MPI IAW Weber Marelli	
Dobine de Ignição	M. Marelli DAC 000 AK com duas tomadas de tensão	
	Tipo	Cooper
	Sigla	BAE 800 AK
	Resistência ohmica do primário a 20° C	0,495 a 0,605 Ω
	Resistência ohmica do secundário a 20° C	6660 a 8140 Ω
	M. Marelli BAE 800 AK com duas tomadas de tensão	
Sensor de rotação e de ponto morto superior	Tipo e sigla	Bosch – 0.231.002.102
	Resistência enrolamento sensor	486 a 594 Ω
	Distância (entre-ferro) entre o sensor e cante da polia da cambota	0,8 a 1,5 mm
Avanço no motor às 850 \pm 50 rpm	8 \pm 3°	

B6.3 – Sistema de arrefecimento

A sua capacidade e função têm de ser mantidas.

O radiador de água tem de ser original ou outro da mesma capacidade e materiais iguais (a sua colocação como a entrada de ar para o radiador tem de ser a original), a lubagem pode ser reforçada mas não alterada, o radiador de aquecimento tem ficar na posição original e a sua capacidade não pode ser alterada, a bomba de água pode ser mudada mas não é autorizado um aumento de fluxo do líquido de arrefecimento nem a sua pressão.

O termóstato pode ser modificado, mas não retirado em completo.

O ventilador eléctrico de origem tem de ser mantido, não pode ser alterado o ângulo nem o número das pás de arrefecimento, pode ser montado um dispositivo de arranque do ventilador no interior da viatura.

As câmaras de expansão de origem não podem ser substituídas.

B6.4 – Sistema de aquecimento

O aparelho de aquecimento de origem não pode ser substituído por outro.

A alimentação de líquido ao interior do dispositivo de aquecimento pode ser bloqueada, a fim de evitar a sua aspersão em caso de acidente, se estiver instalado um sistema eléctrico ou similar de desembaciamento.

B6.5 – Alimentação

O sistema de injecção terá de ser o de origem.

Alimentação	Tipo – Injecção – Ignição electrónica Integrada MPI IAW Weber Marelli	
	Bomba	Eléctrica imersa no depósito
	Débito	➤ 110 l/h
	Carga do regulador de pressão de combustível	< 3,5 bar

Na tabela seguinte são identificados os componentes principais do sistema de injecção electrónica.

Unidade Electrónica de comando	Fornecida pela Comissão Organizadora
Corpo Borboleta	40 SFX 1
Sensor de pressão absoluta e temperatura de ar	TPRF 03
Sensor de posição da borboleta	PT 20
Electroinjectores	IWP045
Sensor de temperatura líquido refrigeração	WTS 05/01
Bomba eléctrica alimentação de combustível	MSS 0/1
Bomba eléctrica alimentação de combustível	M33 071
Actuador regulação regime mínimo do motor	B 20
Sensor de rotação e de ponto morto superior	M. Marelli CVM 01 / Bosch DG 5
Regulador pressão de gasolina	RPM 40

Para verificação da pressão de alimentação no rail deverá ser montado para o efeito um sistema que permita a sua medição. A Comissão Organizadora fornecerá as indicações necessárias a essa montagem.


B6.6 – Admissão

O sistema de admissão até ao corpo borboleta será substituído por um sistema tubular definido pela Comissão Organizadora e fornecido pela Empresa IDEIA-M. Não é permitida a utilização de tubagem de condução de ar dentro do habitáculo do motor.

B6.7 – Lubrificação

O filtro é livre.

O cárter de óleo tem de ser o original e pode ser compartimentado. O sistema de lubrificação tem de respeitar o especificado na tabela seguinte:

Circuito lubrificação motor	Circulação forçada mediante bomba de carretos de lóbulos
Válvula regulação pressão de óleo	Incorporada na tampa anterior da cambota
Folgas de funcionamento da bomba	Entre o corpo e o carreto conduzido – 0,100 a 0,210 mm Entre o lado superior dos carretos e a tampa da bomba – 0,025 a 0,070 mm
Pressão de funcionamento a 100 °C	An regime mínimo > 0,7 bar A 4000 rpm 4 bar
 Mola válvula regulação pressão óleo	P: 4,54 – 5,04 daN
	H: 34,1

Não pode ser montado nenhum radiador nem outro sistema de arrefecimento para o óleo.

A vareta de óleo é livre, mas deve estar sempre presente e não deve ter qualquer outra função.

B6.8 – Elementos do Motor

B6.8.1 – Cabeça do Motor

A junta da cabeça tem de ser original FIAT

A cabeça do motor é constituída por duas peças: cabeça do motor que contem as válvulas e a cabeça superior que contem as duas árvores de cames e as touches.

A cabeça do motor tem de ser a original e ter as medidas e capacidades mínimas descritas na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK. Volume mínimo da câmara de combustão é de 11,80 cm³.

As molas de válvulas e seus chapéus têm de ser de origem, não podendo ser eliminada ou alterada as dimensões da anilha de calço da mola.


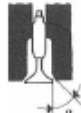
Os freios dos chapéus das válvulas têm de ser originais FIAT. O posicionamento do escatel dos freios dos chapéus ao pé e ao topo da válvula não pode ser alterado.

As touches têm de ser originais FIAT e não podem ser alteradas.

O colector de admissão tem de ser o que equipa a viatura de série.

As condutas de admissão e de escape da cabeça do motor e dos respectivos colectores de admissão e escape não podem ser maquinadas nem trabalhadas.

As sedes e as guias das válvulas têm de ser de origem, os ângulos relativos aos eixos das válvulas devem ser respeitados.

	Sede guia da válvula na cabeça motor	\varnothing	9,959 ÷ 9,989
		α	$45^\circ \pm 20'$
		α	$45^\circ \pm 20'$
		L	1,5

A altura mínima da cabeça do motor que contem as válvulas é de 76,5 mm. A junta entre a cabeça do motor e a cabeça superior tem de ser original Fiat e não pode ser modificada.

Na cabeça superior a distância mínima da zona cilíndrica (zona neutra) das árvores de cames à superfície de encosto da cabeça superior é 35,5 mm.

Na cabeça superior é permitido efectuar dois furos para posicionamento de sistemas de medida com o objectivo de realização do diagrama do motor.

Estes furos terão de ser devidamente selados de forma a garantir que não haja derramamento de óleo em funcionamento.

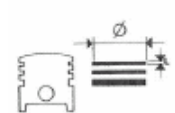
B6.8.2 – Taxa de compressão

A taxa de compressão pode ser alterada desde que sejam respeitadas as dimensões e geometrias dos diversos elementos descritos na Ficha técnica (ex: altura da cabeça do motor, volume da câmara de combustão, etc.).

B6.8.3 – Pistões

Os pistões, os segmentos e os cavilhões têm de ser de origem ou de outra proveniência desde que mantenham as dimensões e pesos descritos na ficha de homologação. Peso mínimo do pistão sem segmentos e sem cavilhão: 168,0 gr. Peso mínimo do cavilhão: 60,0 gr. Peso mínimo do pistão com cavilhão e segmentos: 244,0 gr

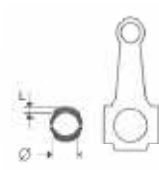

Segmentos:

	L	1	1,170 ÷ 1,190
		2	1,175 ÷ 1,190
		3	2,475 ÷ 2,490

B6.8.4 – Bielas

Têm de estar de acordo com a Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK. Peso mínimo da biela sem capas (bronzes) e sem parafusos: 360,0 gr. Peso mínimo da biela com parafusos e capas (bronzes): 428,0 gr.

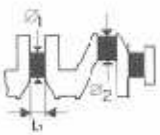


Capas da Biela:

	Capas de biela	L	1.544 ± 1.548
		Ø  A	0.254 ± 0.508

B6.8.5 – Cambota

Tem de estar de acordo com a Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK. Peso mínimo 9300 gr. Os moentes da cambota podem ser rectificados desde que sejam respeitadas as indicações da FIAT para as dimensões mínimas dos moentes.

Moentes, capas e meias luas:

	Moentes de apoio	Ø1	1	47,987 ± 47,988
			2	47,988 ± 47,994
			3	47,994 ± 48,000
	Moentes de biela	Ø2	A	41,990 ± 42,008
			B	-
			C	-
			L1	23,975 ± 24,025
	Capas de apoio	L	1	1,836 ± 1,840
			2	1,843 ± 1,847
			3	1,848 ± 1,852
	Meias luas de encosto	S		2,310 ± 2,360

B6.8.6 – Distribuição

Não é permitida qualquer alteração das árvores de cames, cujas medidas devem corresponder às da Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK. Não é permitido alterar a geometria e dimensão das peças do sistema de distribuição.

O número e o diâmetro dos apoios têm de ser mantidos inalterados.

	Moentes da árvore de cames	Ø1	35,000 ± 35,015
		Ø2	48,000 ± 48,015
		Ø3	49,000 ± 49,015

Os levantamentos máximos das válvulas tais como definidos na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK não podem ser modificados.

	Altura cama	 	8	Admissão
			7,5	Escape

As molas das válvulas terão de ser as de origem (sistema com duas molas por válvula ou uma mola por válvula) e apresentar as características definidas na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

No caso do sistema com uma mola, esta deve apresentar uma constante entre 19 e 24 N/mm, o diâmetro do arame 3,3 mm +/- 0,1mm, o diâmetro máximo da mola 27,3 mm, um comprimento máximo de 43 mm e um número de espiras igual a 6,75.

B6.8.6 – Bloco de cilindros

A distância mínima entre o eixo da cambota e a superfície do bloco (lado da culassa) é de 196,0 mm.

B6.9 – Volante – motor

O peso mínimo do volante do motor está descrito na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

O peso do volante motor original não pode ser reduzido, deverá ser possível a identificação do volante motor de origem. Peso mínimo do volante sem parafusos e anilha e com cremalheira de arranque 6500 gr.

A cremalheira não pode ser diferente da de origem.

B6.10 – Sistema de Escape

O colector de escape tem de ser o que equipa a viatura de série.

O sistema de escape será definido pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único e será produzido por AUTORACING.

B6.11 – Apoios do Motor e Caixa de Velocidades

Todos os elementos elásticos de apoio do motor e caixa de velocidades podem ser substituídos por outros, desde que tenham as mesmas dimensões de ligação e a posição do motor e caixa de velocidades permaneçam inalteradas.

B6.12 – Materiais

É proibida a utilização de titânio, cerâmica, magnésio e material compósito de qualquer tipo de matriz.

ARTIGO B7 – TRANSMISSÃO

B7.1 – Caixa de Velocidades

A caixa de velocidades tem de ser a original de cinco (5) rapports para a frente e um (1) para trás, engrenáveis e em estado de funcionamento. Relações.

1ª velocidade	3,91
2ª velocidade	2,16
3ª velocidade	1,48
4ª velocidade	1,12
5ª velocidade	0,90
M.A.	3,82

As relações finais só podem ser as descritas na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

B7.2 – Comando da Caixa de Velocidades

O dispositivo de comando para a selecção das velocidades tem de ser de origem e obrigatoriamente de dois tirantes.

A mudança de velocidade tem de ser feita mecanicamente.

A grelha de selecção da caixa de velocidades deverá ser a homologada na viatura de série. Podem ser alteradas a altura e a inclinação da alavanca de velocidades.

B7.3 – Rapports:

Uma marcha atrás deverá estar sempre presente e engrenável pelo condutor quando sentado no seu lugar, com os cintos colocados.

B7.4 – Embraiagem

O kit completo de embraiagem (disco, rolamento de encosto e prensa) tem de ser original FIAT. Nenhuma destas peças poderá ser sujeita a processos de maquinagem com vista à redução do seu peso. O comando da embraiagem original, por cabo ou hidráulico, tem de ser mantido.

B7.5 – Diferencial

Só são autorizados os diferenciais de origem com a relação: 4,071 (57/14)

Os diferenciais de origem não podem ser modificados.

Não é permitido a montagem de qualquer sistema de bloqueamento dos diferenciais

B7.6 – Veios de Transmissão

Os veios de transmissão entre o diferencial e as rodas são os de origem ou similares e não podem ser modificados.

ARTIGO B8 – SUSPENSÕES

B8.1 – Amortecedores

Os amortecedores têm de ser obrigatoriamente os definidos pela Comissão Organizadora e fornecidos pela empresa Q&F, Lda.

Marca e modelo:

Frente	Traseira
Bilstein Esquerdo – VE3-E023 Direito – VE3-E024 (com eliminação do prato da mola)	Bilstein BE5-2467

Para a fixação correcta dos amortecedores é permitido o alargamento dos furos da manga para o diâmetro de 12 mm.

O casquilho de fixação dos amortecedores frontais terá de ser o de origem e não pode ter alterações. A geometria das torres dos amortecedores não pode ser alterada.

B8.2 – Molas de Suspensão

As molas a utilizar têm de ser obrigatoriamente as definidas pela Comissão Organizadora. Para a montagem das molas traseiras no trem traseiro terá de ser removido o elemento de centragem das molas original e aparafusado um elemento de centragem como especificado pela Comissão Organizadora e fornecidos juntamente com o kit de molas pela empresa Q&F, Lda. **É permitido utilizar anéis de espaçamento entre o elemento de centragem e o eixo traseiro. É permitido utilizar anéis de espaçamento entre as molas traseiras e o seu alojamento superior e/ou inferior. A espessura máxima destes últimos anéis é no alojamento inferior de 16 mm e no alojamento superior de 8 mm.**

Marca e modelo das molas:

Frente	Traseira
EIBACH 200-60-0050	EIBACH 170-60-0120

Não está autorizada a alteração das barras estabilizadoras originais nem a sua fixação. Os casquilhos das barras estabilizadoras poderão ser substituídos por casquilhos semelhantes em elastómero. Nas provas à chuva as barras estabilizadoras poderão ser removidas.

É autorizada a montagem de barras de anti-aproximação à frente, podendo para este efeito os parafusos de aperto das suspensões à carroçaria serem mudados, desde que o diâmetro e passe de rosca sejam mantidos, podendo ser alterados os comprimentos.

B8.3 – Vias

As larguras das vias estão descritas na Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK incluindo as suas tolerâncias.

Os espaçadores de rodas não podem ser utilizados.

B8.4 – Direcção

Tem ser de origem.

A posição da coluna da direcção pode ser rebaixada, desde que o comprimento dos parafusos de aperto da coluna não seja alterado.

É permitido aumentar a altura do cubo do volante da direcção.

O alinhamento da viatura é livre sendo limitado o ângulo de camber, podendo este ir até ao limite máximo de 2°. É permitida a utilização de sistemas de regulação do camber.

Na manga de cixo nada pode ser trabalhado ou empenado.

B8.5 – Volante de Direcção

O volante de direcção é livre, no entanto os volantes com aro de madeira são proibidos. O sistema de fecho com dispositivo anti-roubo tem de ser desactivado e retirado.

B8.6 – Trem traseiro

O trem traseiro tem de ser o que equipa a viatura de origem, não pode ser reforçado nem alterado para além do permitido no Art. 8.2.

Os casquilhos dos braços têm de ser originais FIAT. Os casquilhos do “eixo traseiro” que não sejam fornecidos separadamente deste elemento pela FIAT poderão ser substituídos pelos casquilhos da marca MC.

Para permitir uma maior segurança do trem traseiro é permitida a utilização dos elementos de fixação definidos pela Comissão Organizadora e fornecidos para o efeito pela empresa Q&F.

ARTIGO B9 – RODAS E PNEUS

B9.1 – Rodas Completas

As jantes a utilizar são as definidas pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único, da Marca Eagle e fornecidas pela empresa Q&F.

Não é permitida qualquer alteração à jante como fornecida.

B9.1.1 – Os parafusos de aperto das rodas podem ser substituídos, por pernos e fêmeas desde que o tipo de material, diâmetro e o passo de rosca sejam os mesmos, o comprimento pode ser alterado.

São proibidos os extractores de ar aplicados sobre as rodas.

B9.2 – Pneus

Por derrogação ao disposto no Artigo 24.2 das PEC 2010, os pneus a utilizar obrigatoriamente, serão definidos pela Comissão Organizadora e poderão ser pneus reconstruídos na medida 195/50/15, produzidos especificamente para a Challenge Desafio Único.

a) A Comissão Organizadora do Challenge Desafio especificará em comunicado emitido para o efeito os pneus a utilizar em cada prova do Challenge Desafio Único e o fornecedor respectivo

Este comunicado será emitido até 15 (quinze) dias antes de cada prova e afixado na FEUP, no Edifício M, no Secretariado do Challenge Desafio Único.

b) Na primeira prova da Challenge (treinos livres e cronometrados e duas mangas), em que um Concorrente participe, este utilizará na sua viatura 4 (quatro) pneus novos fornecidos e devidamente marcados – entendem-se por pneus novos todos aqueles que nunca tenham sido sujeitos a qualquer tipo de utilização e que apresentam o piso intacto. O concorrente poderá em caso de inutilização de um pneu substituí-lo por outro novo desde que devidamente marcado. Para o efeito o concorrente poderá apresentar nas verificações técnicas iniciais um total de até 6 pneus novos.

c) A partir da segunda prova do Challenge Desafio Único, em que um Concorrente participe, este utilizará obrigatoriamente dois pneus novos à frente. O concorrente poderá em caso de inutilização de um pneu da frente substituí-lo por outro novo, desde que devidamente marcado. Para o efeito o concorrente poderá apresentar nas verificações técnicas iniciais o total de pneus novos especificado no comunicado emitido de acordo com o ponto a) do artigo A9.2.

d) Nas provas de Montanha os concorrentes poderão optar por participar apenas com pneus usados e utilizados nas provas anteriores. Os concorrentes que assim o desejarem poderão utilizar até três pneus novos devidamente marcados pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único.

e) Os pneus devem apresentar no final de cada prova, uma profundidade mínima de 2 mm, em todos os pontos da estrutura do piso, não sendo autorizado qualquer aprofundamento ou reabertura do piso

f) Todo o Concorrente que participe nos treinos cronometrados ou mangas com pneus sem marcação, será penalizado com a anulação de todos os tempos cronometrados registados ou desclassificação da manga em que tal se verifique.

g) Os concorrentes que assim o desejarem poderão realizar os treinos livres com pneus marcados que irão utilizar nos treinos cronometrados e nas duas mangas.

h) A utilização de qualquer dispositivo que permita ao pneu manter as suas performances com uma pressão interior igual ou inferior à pressão atmosférica é proibida.

i) O interior do pneu (espaço compreendido entre a jante e a parte interna do pneu) terá que conter apenas ar atmosférico.

j) As válvulas limitadoras da pressão são proibidas.

ARTIGO B10 – ALTURA AO SOLO




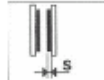

Em qualquer altura da prova nenhuma parte da viatura pode ficar a menos de 80 mm do solo. A viatura em ordem de marcha e com o Condutor a bordo tem de passar por uma bitola de 80 mm x 80 mm e com 800 mm de comprimento. Este teste terá que ser efectuado numa superfície plana.

ARTIGO B11 – TRAVÕES

B11.1 – Travões Dianteiros

Os discos de travão dianteiros têm de ser os que equipam a viatura de série de origem FIAT. As pastilhas de travão são livres na condição de que a superfície de atrito dos travões (superfície de travagem) se mantenha a mesma da Ficha Técnica Nacional emitida pela FPAK.

Todo o sistema hidráulico tem de ser mantido. O servofreio, não pode ser desligado ou retirado.

	Disco		257
			11,80 ÷ 12,10
			10,55
		permitido	10,20
	Placas de travões	$S < \text{permitido}$	1,5
	Pinça	Ø	48

O sistema de travão de mão não pode ser alterado.

Para cada travão, é permitida uma conduta de ar com um diâmetro interno máximo de 10 cm.

Apenas podem ser usados os seguintes pontos de fixação para as condutas de ar: as aberturas de origem na carroçaria, como por exemplo para os faróis de nevoeiro, podem ser usadas para transportar o ar necessário para o arrefecimento dos travões.

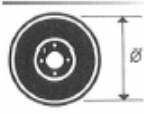

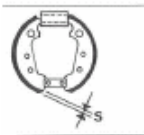
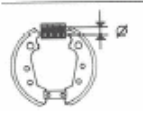
A ligação das condutas de ar aos orifícios de origem na carroçaria é livre, desde que esses orifícios permaneçam inalterados.

Se a viatura não possuir faróis de nevoeiro de origem, podem ser efectuados dois orifícios com um diâmetro máximo de 10 cm no pára-choques da frente.

É permitido tapar as aberturas para o arrefecimento, completa ou parcialmente, com fita adesiva e/ou tampas, com a finalidade de regulação da temperatura.

B11.2 – Travões Traseiros

Nenhuma alteração é permitida. Terão que se manter todas as peças que equipam a viatura de série.

	Tambor		180,00 ÷ 180,25
			180,85
		permitido	181,35
	Maxilas	$S < \text{permitido}$	1,5
	Bombitos	Ø	20,65 (13/16")

B11.3 – Bomba principal de travões

Nenhuma alteração é permitida. Terão que se manter todas as peças que equipam a viatura de série. Bomba principal – diâmetro 23,65 mm.

ARTIGO B12 – CARROÇARIA

B12.1 – Exterior

É autorizado rebater os bordos de chapa ou plástico dos guarda-lamas para o interior das cavas das rodas, se aqueles forem salientes.

As peças de insonorização em plástico podem ser retiradas do interior das cavas das rodas. Os elementos em plástico podem ser substituídos por elementos em alumínio, com a mesma forma.

O material de isolamento e os anticorrosivos podem ser retirados.

É permitido retirar os frisos decorativos exteriores, que sigam o contorno da viatura.

A fixação dos pára-choques é livre, desde que a carroçaria, a forma e a posição dos pára-choques permaneçam inalteradas.

Os orifícios originais na carroçaria podem ser utilizados para o fornecimento de ar de refrigeração.

Os orifícios originais são definidos como as aberturas que fazem parte da carroçaria homologada, quer sejam não cobertas, cobertas total ou parcialmente por peças amovíveis (por ex. faróis de nevoeiro, tampas, grelhas, persianas, etc.).

Para permitir a passagem de ar, as peças amovíveis podem ser modificadas, mas não pode ser retirado material a não ser efectuar furos para melhor passagem de ar.

A ligação das canalizações de ar às aberturas de origem da carroçaria é livre desde que as aberturas permaneçam inalteradas.

A montagem de uma protecção inferior, não é permitida

A escova de limpa vidros pode ser substituída por outra. É permitido retirar, completamente o limpa pára-brisas traseiro, incluindo o mecanismo de funcionamento, motor, etc. O reservatório do limpa pára-brisas pode ser substituído por outro. A sua colocação no compartimento do motor é livre.

Os suportes de acessórios ou de revestimentos não utilizados (p. ex. roda de reserva, painel térmico) que se situem sobre o chassis/a carroçaria podem ser suprimidos.

Os vidros laterais de origem, assim como o vidro traseiro, deverão ser recobertos com uma película plástica de segurança transparente e incolor com uma espessura máxima de 100 micron, para evitar projecções do vidro no caso de um acidente (especificações: SL LLUMAR SAFETY FILM - D5170 ou equivalente) ou podem ser substituídos por vidros em policarbonato, com pelo menos 5 mm de espessura.

B12.2 – Habitáculo

O banco do passageiro terá que ser retirado, assim como os bancos traseiros

Todo o material isolante, incluindo o revestimento do tejadilho, material de insonorização, cintos de segurança de série, placa traseira e tapetes, pode ser retirados.

As guarnições das portas, assim como as guarnições laterais traseiras têm de ser substituídas e feitas em folha de metal com uma espessura mínima de 0.5 mm, de fibra de carbono com espessura mínima de 1 mm ou ainda de outro material não inflamável e resistente com uma espessura mínima de 2 mm.

As guarnições terão que cobrir, eficaz e completamente, todas as partes móveis, incluindo portas, dobradiças e os mecanismos dos vidros e do fecho.

É recomendado encher com material absorvente de energia, o interior da porta da frente do lado do Condutor.

Além disso, é recomendada também, a instalação de placas ignífugas, feitas de material absorvente de energia, do lado do Condutor, entre o arco de segurança e a porta e/ou entre o arco de segurança e o banco.

Não é permitido colocar outras peças entre estas placas e o banco.

É permitida a substituição dos elevadores dos vidros eléctricos por manuais, desde que totalmente ajustáveis. Os elevadores dos vidros podem ser retirados.

Os vidros laterais de abertura vertical podem ser substituídos por vidros deslizantes horizontalmente.

Caso mantenham os vidros laterais traseiros de origem, estes têm de ser reforçados com uma folha de autocolante de espessura máxima até 100 microns, de forma a evitar os estilhaços em caso de acidente (especificações: SL LLUMAR SAFETY FILM - D5170 ou equivalente).

São autorizados sem restrição, todos os acessórios que não tenham qualquer efeito sobre o comportamento da viatura, tais como os que se relacionam com a estética e o conforto interior (iluminação, aquecimento, rádio, etc.), sob a condição expressa de não afectarem, mesmo de forma secundária, o rendimento mecânico do motor, a direcção, a robustez, a transmissão, a travagem ou a aderência à estrada.

Os suportes não usados, situados no piso interior do veículo, podem ser retirados.

Todos os comandos terão que ser os previstos pelo construtor. É permitido adaptá-los de forma a facilitar o seu uso e acessibilidade como, por exemplo, montar um prolongamento da alavanca do travão de mão, adaptar uma palmilha no pedal do travão, etc.

Os seguintes elementos são autorizados:

- a buzina é livre
- os suportes dos bancos podem ser modificados de acordo com o disposto no Art. 253-16 do Anexo J.

B12.3 – Painel de Instrumentos

O painel de instrumentos de origem não pode ser alterado

ARTIGO B13 – SISTEMA ELÉCTRICO

B13.1 – Cablagem

Terá que ser utilizada a que equipa a viatura de série.

B13.2 – Bateria

A marca e a capacidade e os cabos da bateria são livres. A tensão terá que ser mantida.

Em qualquer momento, terá que ser possível arrancar o motor com a bateria instalada a bordo. A bateria terá que ser fixada solidamente e coberta de maneira a evitar um curto-circuito ou uma eventual fuga de líquido. O número de baterias previsto pelo construtor terá que ser mantido. A bateria bem como os seus suportes têm de se manter na posição original.

Todo o sistema de recuperação de energia alternativa que não a do motor é proibido.

B13.3 – Gerador

O gerador tem de ser o de origem, não pode ser desligado e tem de estar em funcionamento.

B13.4 – Sistema de iluminação

O sistema de iluminação de origem terá que ser mantido em perfeito estado de funcionamento. Os faróis de origem não podem tornar-se inoperantes.

Os faróis frontais (em vidro) devem estar cobertos com uma película de plástico autocolante transparente e incolor, para evitar estilhaços na pista em caso de quebra de algum dos vidros. Os faróis de nevoeiro frontais devem ser retirados.

Os respectivos orifícios podem ser usados de acordo com o Art. 11. Se este não for o caso, terão que ser completamente tapados.

Os faróis de nevoeiro traseiros podem ser desactivados.

Cada lâmpada dos faróis traseiros de presença terá que ter uma potência de 21 watts.

B13.3 – FIAT CODE

É obrigatório remover a centralina FIAT CODE de modo a permitir a utilização da centralina fornecida pela Comissão Organizadora do Desafio Único no início de cada prova.

ARTIGO B14 – SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO

B14.1 – Depósito de Gasolina

O reservatório de origem tem de ser mantido no seu local e em perfeito estado de funcionamento. Por questões de segurança é permitida a utilização de sistemas de protecção térmica no depósito de combustível junto da linha de escape.

B14.2 – Canalizações de Gasolina

As canalizações terão que ser as que equipam a viatura de série.

Como alternativa as canalizações de gasolina podem ser substituídas por canalizações do tipo aviação.

Neste caso o percurso destas canalizações é livre desde que sejam respeitadas as prescrições do Art. 253.3 do Anexo J

B14.3 – Bombas de Gasolina

Só poderá ser utilizada a bomba de gasolina que equipa a viatura de origem, qualquer alteração ou modificação é interdita.

ARTIGO B15 – CARBURANTE, COMBURENTE

B15.1 – O carburante a utilizar será conforme estabelece o Art. 252.9 do Anexo “J” ao Código Desportivo Internacional.

O único combustível permitido durante as provas é a gasolina sem chumbo comercial fornecida normalmente pelas estações de serviço de venda ao público.

É proibida qualquer modificação do combustível prescrito.

Por conseguinte, não é permitida a mistura ou a extracção de qualquer substância, nem tão pouco alterar a sua concentração.

Não é permitida a mistura com outros combustíveis.

Como especificado no Regulamento Desportivo do Challenge Desafio Único, a Comissão Organizadora poderá através de comunicado, afixado no secretariado das Provas com uma antecedência mínima de 48 horas do horário definido para as verificações administrativas, estabelecer o local de abastecimento obrigatório de combustíveis para a prova.

Sempre que seja imposto um local de abastecimento, a análise da conformidade do carburante utilizado pelo concorrente poderá ser efectuada através da comparação da composição química entre as amostras recolhidas na bomba de abastecimento obrigatória e a recolhida na viatura do concorrente.

As diversas composições químicas serão obtidas por cromatografia nos Laboratórios Independentes Análise Físico-Química, Lda.

A aprovação ou recusa de um carburante será feita de acordo com o resultado das composições, admitindo-se um desvio máximo de 1% sobre os valores de referência obtidos para as amostras recolhidas pela Comissão Organizadora na bomba de abastecimento obrigatória.

A recolha das amostras de carburante nas viaturas dos concorrentes será feita de acordo com o artigo 26 das PEC de 2010.

B15.2 – Treinos cronometrados e mangas

Após cada sessão oficial de treinos cronometrados e no final da 2ª manga, as viaturas de competição terão que dispor de pelo menos 3 litros de combustível nos respectivos reservatórios.

Não é permitida qualquer reclamação contra a quantidade remanescente de combustível.

B15.3 – Como comburente apenas o ar pode ser misturado com o combustível.

B15.4 – Para assegurar uma extracção segura do combustível do depósito, terá que ser instalada uma ligação de extracção próxima do carburador.

Esta ligação de extracção terá que encontrar-se no tubo de combustível.

Terá que estar disponível um tubo, para os Comissários Técnicos poderem proceder à extracção do combustível para análise.

ARTIGO B16 – SELAGEM

Deverão estar previstos locais (por exemplo, furos nas cabeças dos parafusos ou nas peças) onde se possa efectuar a selagem das seguintes peças:

- Bloco do motor/caixa de velocidades
- Bloco do motor/cabeça dos cilindros
- Bloco do motor/cárter
- Cablagem da centralina à centralina
- Centralina à carroçaria
- Tampa do diferencial à caixa de velocidades

Os carros que se apresentarem nas verificações iniciais sem os locais previstos para a selagem poderão não ser verificados

Após a selagem, qualquer desmontagem das referidas peças deverá ser imediatamente comunicada aos Comissários Técnicos.

ARTIGO B17 – ESTABILIDADE DO REGULAMENTO

À excepção de modificações por motivos de segurança, ou para permitir estabelecer o equilíbrio competitivo entre todos os participantes, nenhuma outra modificação estrutural poderá ser introduzida no presente regulamento sem que se tenham disputado um mínimo de 50 % (cinquenta por cento) das provas pontuáveis para o respectivo Troféu.

Qualquer modificação ao presente regulamento será introduzida no texto regulamentar, em caracteres destacados a “**bold**” e no topo do texto, surgirá a menção.

ACTUALIZAÇÃO EM (data)

A validade de tais alterações terá efeitos imediatos a partir da data constante nessa referência e da sua consequente publicação no site oficial da FPAK – www.fpak.pt.

Anexo B: Registo das Distribuições de Massa

- Punto de série de volante à direita, sem piloto e sem gasolina

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	292kg		310kg		602kg	64,11%
Traseira	173kg		164kg		337kg	35,89
Totais	465kg	49,52%	474kg	50,48%	939kg	100%

Distância do CG ao eixo da frente (a)	879,29mm
Distância do CG ao eixo de trás (b)	1570,71mm
Posicionamento lateral do CG (y'')	6,81mm

- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, sem piloto e sem gasolina

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	274kg		276kg		550kg	66,27%
Traseira	150kg		130kg		280kg	33,73%
Totais	424kg	51,08%	406kg	48,92%	830kg	100%

Distância do CG ao eixo da frente (a)	826,51mm
Distância do CG ao eixo de trás (b)	1623,49mm
Posicionamento lateral do CG (y'')	-14,94mm

- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, com piloto de 73kg a bordo com o banco o máximo chegado à frente e sem gasolina

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	306kg		283kg		589kg	65,23%
Traseira	172kg		142kg		314kg	34,77%
Totais	478kg	52,93%	425kg	47,07%	903kg	100%

Distância do CG ao eixo da frente (a)	851,94mm
Distância do CG ao eixo de trás (b)	1598,06mm
Posicionamento lateral do CG (y'')	-40,75mm

- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, com piloto de 73kg a bordo com o banco o máximo chegado atrás e sem gasolina

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	304kg		281kg		585kg	64,78%
Traseira	174kg		144kg		318kg	35,22%
Totais	478kg	52,93%	425 kg	47,07%	903kg	100%

Distância do CG ao eixo da frente (a)	862,79mm
Distância do CG ao eixo de trás (b)	1587,21mm
Posicionamento lateral do CG (y'')	-40,75mm

- Punto preparado para o troféu de volante à esquerda, sem piloto e com 15l de combustível

	Esquerda		Direita		Totais	
Frente	282 kg		271 kg		553 kg	65,91%
Traseira	146 kg		140 kg		286 kg	34,89%
Totais	428 kg	51,01%	411 kg	48,99%	839 kg	100%

Distância do CG ao eixo da frente (a)	835,16mm
Distância do CG ao eixo de trás (b)	1614,81mm
Posicionamento lateral do CG (y'')	-14,11mm

Anexo C: Sessão de Testes de 1 Abril de 2010

- Composto A

Piloto	Volta	Tempo							
Tiago Martinho	1	Pista							
	2	1:48,67							
	3	1:47,37							
	4	1:46,66							
	5	Box					Temperatura (°C)		Pressão (bar)
	6	Pista					Drt		Esq
	7	1:46,66					F	C	D
	8	1:46,01	Frt	73	75	70	55	57	80
	9	1:46,03	Trs	-	-	-	-	-	-
	10	1:45,37							
	11	Box					Temperatura (°C)		Pressão (bar)
	12	Pista					Drt		Esq
	13	Box					F	C	D
	14	Pista	Frt	85	81	83	67	67	81
	15	1:45,73	Trs	60	61	40	42	46	50
	16	1:45,40							
	17	1:45,48							
	18	1:45,30							
João Duarte	19	Box					Temperatura (°C)		Pressão (bar)
	20	Pista					Drt		Esq
	21	1:45,72					F	C	D
	22	1:45,16	Frt	86	86	68	71	69	66
	23	Box	Trs	-	-	-	-	-	-
	24	Pista	Frt	83	80	83	76	84	85
	25	1:45,57	Trs	-	-	-	-	-	-
	26	1:44,76							
Tiago Martinho	27	Box					Temperatura (°C)		Pressão (bar)
	28	Pista					Drt		Esq
	29	1:44,56					F	C	D
	30	1:44,35	Frt	83	80	83	76	84	85
	31	1:44,33	Trs	-	-	-	-	-	-
	32	1:44,00							
	33	Box							

• Composto B

Piloto	Volta	Tempo										
João Duarte	1	Pista										
	2	1:43,00										
	3	1:43,08										
	4	1:43,27										
	5	Box			Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
Tiago Martinho	6	Pista			Drt			Esq			Drt	Esq
	7	1:43,60		F	C	D	F	C	D			
	8	1:43,40	Frt	90	82	83	83	83	93	2,7	2,7	
	9	1:43,42	Trs	-	-	-	-	-	-	2,7	2,8	
	10	Box			Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
	11	Pista			Drt			Esq			Drt	Esq
	12	-		F	C	D	F	C	D			
	13	1:43,97	Frt	96	85	84	84	81	93	2,7	2,7	
	14	1:43,20	Trs	-	-	-	-	-	-	2,8	2,8	
	15	Box			Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
	16	Pista			Drt			Esq			Drt	Esq
	17	Box		F	C	D	F	C	D			
	18	Pista	Frt	95	84	84	80	80	87	2,8(2,6)	2,7(2,6)	
	19	1:42,85	Trs	-	-	-	-	-	-	2,8	2,8	
	20	1:43,10										
	21	1:42,82										
	22	Box			Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
					Drt			Esq			Drt	Esq
				F	C	D	F	C	D			
			Frt	95	85	86	78	81	87	2,65	2,6	
			Trs	-	-	-	-	-	-	2,8	2,8	

Anexo D: Sessão de Testes de 8 de Abril de 2010

- Composto 2009

Piloto	Volta	Tempo										
António Pereira	1	Pista										
	2	1:45,61										
	3	1:44,18										
	4	1:44,45										
	5	1:45,37										
	6	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
	7	Pista		Drt			Esq			Drt	Esq	
	8	1:44,54		F	C	D	F	C	D			
	9	1:44,24		Frt	78	75	72	72	72	73	2,8(2,6)	2,8(2,6)
	10	1:45,46		Trs	-	-	-	-	-	-	3	3
	11	1:44,96										
	12	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
	13	Pista		Drt			Esq			Drt	Esq	
	14	1:44,46		F	C	D	F	C	D			
	15	1:44,44		Frt	79	84	87	73	78	74	2,7(2,6)	2,8(2,6)
	16	1:45,34		Trs	-	-	-	-	-	-	3	3
	17	1:44,25										
	18	1:43,95										
	19	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
		Drt			Esq			Drt	Esq			
		F		C	D	F	C			D		
		Frt		74	70	73	82	77	75	2,7	2,7	
		Trs		-	-	-	-	-	-	3	3	

• Composto C

Piloto	Volta	Tempo										
Filipe Carvalho	1	Pista										
	2	1:52,92										
	3	1:47,05										
	4	1:46,01										
	5	1:44,27										
	6	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
	7	Pista		Drt			Esq			Drt	Esq	
	8	1:45,27		F	C	D	F	C	D			
	9	1:43,92		Frt	86	85	81	68	76	80	2,8(2,6)	2,8(2,6)
	10	1:45,89		Trs	-	-	-	-	-	-	2,9	2,9
	11	1:44,21										
	12	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
13	Pista	Drt			Esq			Drt	Esq			
14	1:43,39	F		C	D	F	C			D		
15	1:43,23	Frt		90	90	82	67	77	69	2,8(2,6)	2,7(2,6)	
16	1:43,04	Trs		-	-	-	-	-	-	3	3	
António Pereira	17	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
		Drt			Esq			Drt	Esq			
		F		C	D	F	C			D		
		Frt		90	93	80	83	83	72	2,6	2,6	
		Trs		-	-	-	-	-	-	3	3	

• Composto B

Piloto	Volta	Tempo							
Filipe Carvalho	1	Pista							
	2	1:44,36							
	3	1:43,35							
	4	1:43,42							
	5	1:43,57							
	6	Box							
António Pereira	7	Pista							
	8	1:42,93							
	9	1:43,22							
	10	1:42,90							
	11	1:43,67							
	12	Box							
Filipe Carvalho	13	Pista							
	14	1:46,08							
	15	1:44,20							
	16	1:44,31							
	17	1:44,08							
	18	Box							

Temperatura (°C)			Pressão (bar)					
Drt			Drt	Esq				
F	C	D						
Frt	85	86	76	78	82	82	2,8(2,6)	2,8(2,6)
Trs	-	-	-	-	-	-	3	3

Temperatura (°C)			Pressão (bar)					
Drt			Drt	Esq				
F	C	D						
Frt	99	95	87	86	82	80	2,7(2,6)	2,7(2,6)
Trs	-	-	-	-	-	-	3	3

Temperatura (°C)			Pressão (bar)					
Drt			Drt	Esq				
F	C	D						
Frt	92	90	79	81	84	80	2,6	2,6
Trs	-	-	-	-	-	-	3	3

• Composto A

Piloto	Volta	Tempo							
Filipe Carvalho	1	Pista							
	2	1:44,56							
	3	1:45,09							
	4	1:44,91							
	5	1:44,65							
	6	1:45,66							
	7	Box							

			Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
			Drt			Esq			Drt	Esq
			F	C	D	F	C	D		
Frt	92	90	79	81	84	80	2,6	2,6		
Trs	-	-	-	-	-	-	3	3		

Anexo E: Sessão de Testes de 6 de Maio de 2010

- Carcaça Continental

Piloto	Volta	Tempo							
João Duarte	1	Pista							
	2	-							
	3	-							
	4	1:43,53							
	5	1:42,86							
	6	1:42,56							
	7	1:42,20							
João Costa	8	Box							
	9	Pista							
	10	1:48,11							
	11	1:46,29							
	12	1:45,55							
	13	1:46,74							
	14	Box							
João Duarte	15	Pista							
	16	1:44,47							
	17	1:42,62							
	18	1:42,53							
	19	Box							

		Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
		Drt			Esq			Drt	Esq
		F	C	D	F	C	D		
Frnt		75	98	82	72	87	75	3,55(3,75)	3,55(3,75)
Trs		61	72	50	63	76	64	3,3	3,3

		Temperatura (°C)						Pressão (bar)	
		Drt			Esq			Drt	Esq
		F	C	D	F	C	D		
Frnt		82	88	75	73	79	77	-	-
Trs		-	-	-	-	-	-	-	-

- Carcaça Bridgestone

Piloto	Volta	Tempo										
Tiago Martinho	1	Pista										
	2	1:46,14										
	3	1:45,01										
	4	1:44,80										
	5	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
	6	Pista		Drt			Esq			Drt	Esq	
	7	1:44,32		F	C	D	F	C	D			
	8	1:44,36		Frt	83	92	76	60	76	85	3,35(3)	3,35(3)
	9	Box	Trs	-	-	-	-	-	-	3,08(2,8)	3,08(2,8)	
	10	Pista										
	11	1:44,46										
	12	1:44,08										
	13	1:44,28										
	14	1:44,32										
	15	1:44,02										
	16	1:44,28										
	17	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
18	Pista	Drt			Esq			Drt	Esq			
19	1:44,96	F		C	D	F	C			D		
20	1:42,22	Frt		106	100	97	70	80	85	-	-	
João Duarte	21	1:42,79	Trs	-	-	-	-	-	-	-	-	
	22	1:42,79										
	23	1:43,25										
	24	1:43,62										
	25	1:42,85										
	26	Box		Temperatura (°C)						Pressão (bar)		
	27	Pista		Drt			Esq			Drt	Esq	
	28	-		F	C	D	F	C	D			
29	-	Frt		95	93	86	82	85	83	-	-	
Nuno Borges	30	-	Trs	64	72	65	60	65	56	-	-	
	31	-										
	32	Box										
	33	Pista										
	34	-										
	35	-										
	36	-										
	37	-										
	38	Box										